

**VŠB – Technická univerzita Ostrava**

**Fakulta strojní**

**Institut dopravy**

**Dlouhý šnekový dopravník**

**Long screw conveyor**

**Student:**

**Bc. Martin Kučera**

**Vedoucí diplomové práce:**

**Ing. Jan Nečas Ph.D.**

**Ostrava 2013**

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Martin Kučera**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 35 Dopravní stroje a manipulace s materiálem  
Téma: **Dlouhý šnekový dopravník**  
**Long Screw Conveyor**

Zásady pro vypracování:

- 1) Rešerše k problematice dlouhých šnekových dopravníků
- 2) Technologický výpočet
- 3) Konstrukční řešení podpěry šnekovnice
- 4) Pevnostní výpočty
- 5) Výkresová dokumentace

Seznam doporučené odborné literatury:

ZEGZULKA, J.: Mechanika sypkých hmot, Laboratoř sypkých hmot, Ostrava: VŠB-TUO, 2004  
JASAŇ, V.: Teória a stavba dopravníkov. TU Košice, ALFA Bratislava, 1984.  
PEŠAT, Z.: Manipulace v hutích. Ostrava: VŠB Ostrava, 1992.  
FIALA, J.: Strojnické tabulky. Praha: SNTL Praha, 1989.  
Firemní literatura a potřebné normy.  
Metody měření a vyhodnocování naměřených vzorků Laboratoře sypkých hmot, VŠB – TU OSTRAVA.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Jan Nečas, Ph.D.**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013



*Aleš Slíva*

doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.  
vedoucí katedry

*Ivo Hlavatý*

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě ..... 20. 5. 2013 .....

.....  .....

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava ( dále jen VŠB-TUO ) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít ( §35, odst 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy ( až do jejich skutečné výše ).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách ), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 20. 5. 2013.

.....

Martin Kučera

Bezručova 28

Plumlov, 798 03

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

KUČERA, M. *Dlouhý šnekový dopravník : diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2013, 74 s. Vedoucí práce: Ing. Jan Nečas Ph.D.

Tato diplomová práce se zabývá návrhem dlouhého šnekového dopravníku, který slouží k dopravě cementu a konstrukčním řešením podpěry šnekovnice. Zadávající hodnoty dopravníku jsou od firmy DSD Dostál a.s. Dřevohostice. Dopravník je v délce 24,7m a dopravním výkonu 150t/h. V první části je shrnuta problematika základních částí šnekových dopravníků. Druhá část se věnuje technologickému, konstrukčnímu a pevnostnímu výpočtu nejdůležitějších částí šnekového dopravníku. V závěru je stručně zhodnocena konstrukce zvolených částí dopravníku. Součástí diplomové práce je výkresová dokumentace a to sestavný výkres šnekového dopravníku, sestavný výkres závěsného ložiska, sestavný výkres spojení šnekovnic a výrobní výkresy závěsného ložiska.

## ANNOTATION OF THESIS

Kučera, M. *Long screw conveyor : master thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Transport, 2013, 74p. Thesis head: Ing. Jan Nečas Ph.D.

The dissertation deals with a proposal of the long screw conveyor which serves to a cement transportation and a constructional solution of the support of the screw. Entry values of the transporter are from the company DSD Dostál a.s. Dřevohostice. The transporter is 24.7 m long with a traffic performance 150 t per hour. In the first part there is a summary of issues concerning the basic parts of screw conveyors. Second part is engaged in a technological, constructional and strength calculation of the most important parts of the screw conveyor. At the end there is a brief evaluation of the construction of selected parts of the transporter. The dissertation includes a drawing documentation, i.e. plan of the screw transporter, plan of the hanging bearing, plan of the screws connection and production drawings of the hanging bearing.

## SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ

b	šířka pera	[m]
c	opravný součinitel zahrnující vliv pohybu zrn	-
C	dynamická únosnost ložiska	[N]
C <sub>F</sub>	kapacitní faktor	-
C <sub>o</sub>	statická únosnost ložiska	[N]
D	průměr šnekovnice	[m]
d <sub>2</sub>	střední průměr závitu	[m]
d <sub>3</sub>	malý průměr závitu	[m]
D <sub>CEMA</sub>	průměr šneku dle ANSI/CEMA 350	[m]
d <sub>v</sub>	průměr otvoru vsypu	[m]
E	modul pružnosti v tahu	[Pa]
f	koeficient tření mezi materiálem a ocelí	-
F <sub>1</sub>	jansenova síla	[N]
F <sub>A</sub>	axiální síla v ložisku	[N]
F <sub>A</sub> '	předběžná axiální síla v ložisku	[N]
F <sub>A1</sub>	síla působící na pero v drážce náboje	[N]
F <sub>A2</sub>	síla působící na pero v drážce hřídele	[N]
f <sub>m</sub>	koeficient tření materiálu	-
f <sub>m</sub>	koeficient tření materiálu	-
F <sub>r</sub>	radiální síla od šnekovnice	[N]
F <sub>s</sub>	střížná síla	[N]
g	tíhové zrychlení	[m.s <sup>-2</sup> ]
h	výška pera	[m]
h <sub>0</sub>	charakteristická výška materiálu	-
h <sub>s</sub>	stoupání šnekovnice	[m]
i	převodový poměr	-
I	kvadratický moment	[m <sup>4</sup> ]
i <sub>s</sub>	počet šroubu čela	[ks]
i <sub>t</sub>	teoretický převodový poměr	-
J <sub>1</sub>	moment setrvačnosti rotačních a posuvných hmot	[kg.m <sup>2</sup> ]
J <sub>2</sub>	moment setrvačnosti poháněcí stanice	[kg.m <sup>2</sup> ]
J <sub>M</sub>	moment setrvačnosti elektromotoru	[kg.m <sup>2</sup> ]
J <sub>red</sub>	redukovaný moment setrvačnosti na hřídel motoru	[kg.m <sup>2</sup> ]
k	koeficient sypanosti	-
K	celkový odpor proti materiálu	[N]
k	bezpečnost	-
K <sub>1</sub>	odpor z tření materiálu po šneku	[N]
K <sub>2</sub>	odpor z trhání ve výpustích	[N]
k <sub>d</sub>	dynamický součinitel	-
k <sub>d</sub>	zvolená bezpečnost	-
k <sub>o</sub>	součinitel závěsu	-
k <sub>φ</sub>	součinitel plnění	-
k <sub>φskut</sub>	skutečný součinitel plnění	-
L	délka dopravníku	[m]
l	délka pera	[m]
L <sub>1</sub>	délka jednoho dílu šnekovnice	[m]

$L_{10}$	trvanlivost v milionech otáčkách	[ot]
$L_{10h}$	trvanlivost v hodinách	[hod]
$l_{\zeta}$	činná délka pera	[m]
$M_A$	rozběhový moment elektromotoru	[N.m]
$M_{DM}$	dynamický moment od zpoždění rotačních a posuvných hmot	[N.m]
$M_k$	točivý moment motoru	[N.m]
$M_k'$	předběžný točivý moment motoru	[N.m]
$M_{omax}$	maximální ohybový moment	[Pa]
$M_{sm}$	statický moment od zatížení dopravníku redukovaný na hřídel motoru	[N.m]
$m_{\zeta}$	hmotnost šnekovnice	[kg]
$m_{\zeta 1}$	hmotnost jednoho dílu šnekovnice	[kg]
$n$	skutečné otáčky šneku	[s <sup>-1</sup> ]
$n'$	předběžné otáčky šneku	[s <sup>-1</sup> ]
$n_e$	počet motorů	[ks]
$n_{kr}$	kritické otáčky	[s <sup>-1</sup> ]
$n_M$	otáčky motoru	[s <sup>-1</sup> ]
$n_{sk}$	skutečné otáčky	[s <sup>-1</sup> ]
$o_v$	obvod otvoru vsypu	[m]
$P$	příkon pohonu	[W]
$p$	maximální tlak na otlačení	[Pa]
$P$	dynamické ekvivalentní zatížení	[N]
$p$	součinitel druhu ložiska	-
$P'$	předběžný příkon pohonu	[W]
$p_1$	tlak na otlačení boku drážky hřídele	[Pa]
$p_2$	tlak na otlačení boku drážky náboje	[Pa]
$p_D$	dovolený tlak	[Pa]
$P_k$	výkon na hřídel dopravníku	[W]
$P_k'$	předběžný výkon na hřídel dopravníku	[W]
$Q$	dopravované množství	[t.h <sup>-1</sup> ]
$q$	spojité zatížení	[N.m <sup>-1</sup> ]
$q_m$	měrná hmotnost dopravovaného materiálu	[kg.m <sup>-1</sup> ]
$Q_v$	objemové dopravní množství	[m <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup> ]
$Q_{vnávrh}$	návrhové dopravní množství	[m <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup> ]
$r_A$	poloměr hřídele pohonu	[m]
$r_{A1}$	rameno síly FA1 na hřídeli pohonu	[m]
$r_{A2}$	rameno síly FA2 na hřídeli pohonu	[m]
$R_e$	mez pevnosti v kluzu	[Pa]
$R_s$	účinný poloměr šneku	[m]
$R_t$	průměr trubky šnekovnice	[m]
$r_t$	vnitřní průměr šnekovnice	[m]
$R_v$	hydraulický poloměr vsypu	[m]
$s_{min}$	otlačná plocha trubky	[m]
$S_{\zeta}$	plocha šroubu	[m <sup>2</sup> ]
$S_v$	plocha otvoru vsypu	[m <sup>2</sup> ]
$t$	hloubka drážky v hřídeli	[m]
$t_1$	hloubka drážky v náboji	[m]
$t_r$	doba rozběhu dopravníku	[s]
$v$	rychlost pohybu materiálové vrstvy	[m.s <sup>-1</sup> ]

$w$	koeficient odporu materiálu	-
$W_k$	modul průřezu v krutu	[Pa]
$W_o$	modul průřezu v ohybu	[m <sup>3</sup> ]
$X$	koeficient ložiska SKF pro radiální sílu	-
$y$	průhyb šnekovnice	[m]
$Y$	koeficient ložiska SKF pro axiální sílu	-
$y_{max}$	maximální průhyb	[m]
$\alpha$	úhel stoupání šneku	[°]
$\gamma_s$	sypná tíha	[N.m <sup>-3</sup> ]
$\delta$	třecí úhel mezi materiálem a šnekovnicí	[°]
$\eta_c$	celková účinnost pohonu	[-]
$\lambda$	součinitel sklonu	-
$\pi$	pí	-
$\rho_s$	sypná hmotnost	[kg.m <sup>-3</sup> ]
$\sigma_{Dt}$	dovolené napětí v tahu	[Pa]
$\sigma_o$	ohybové napětí	[Pa]
$\sigma_{red}$	redukované napětí	[Pa]
$\sigma_t$	tahové napětí	[Pa]
$\tau$	maximální střížný tlak	[Pa]
$\tau_0$	počáteční soudružené napětí	[Pa]
$\tau_{Dk}$	dovolené napětí v krutu	[Pa]
$\tau_{Ds}$	dovolený střížný tlak	[Pa]
$\tau_k$	napětí v krutu	[Pa]
$\varphi$	úhel vnitřního tření	[°]
$\psi_d$	dynamický sypný úhel	[°]
$\omega$	úhlová rychlost	[s <sup>-1</sup> ]



## Obsah

SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ .....	6
Obsah .....	9
1. Úvod.....	11
2. Šnekový dopravník .....	12
2.1 Žlab .....	13
2.2 Šnekovnice .....	14
2.3 Hřídel šneku .....	16
2.4 Pohon .....	16
2.5 Závěsné ložisko.....	17
2.6 Koncové ložisko .....	19
2.7 Doplnkové části dopravníku .....	20
3. Výpočet šnekového dopravníku.....	21
3.1 Průměr šnekovnice.....	22
3.2 Výpočet kritických otáček .....	22
3.3 Výpočet skutečných otáček .....	23
3.4 Rychlost pohybu materiálové vrstvy .....	24
3.5 Odpor proti pohybu materiálu.....	24
3.6 Výpočet pohonu .....	26
3.7 Návrh elektromotoru.....	28
3.8 Kontrola rozběhu dopravníku .....	30
3.9 Přepočet skutečných hodnot dopravníku .....	32
3.10 Kontrola výpočtu dle Americké normy CEMA.....	34
4. Kontrola dílčích částí šnekového dopravníku.....	36
4.1 Kontrola těsného pera - šnekovnice x převodovka.....	36
4.2 Kontrola šnekovnice na průhyb – početní řešení.....	39
4.3 Kontrola šnekovnice na průhyb – deformační analýza MKP Ansys .....	41
4.4 Kontrola šnekovnice dle energetické hypotézy HMM o stavu napjatosti .....	44
4.5 Kontrola šnekovnice na krut - napěťová analýza IDA Nexis .....	46
4.6 Kontrola spojení šnekovnic – kontrola šroubů .....	47
4.7 Kontrola pevnosti čela dopravníku – kontrola šroubů.....	49
4.8 Kontrola koncových hřídelů šnekovnice .....	51
4.9 Kontrola ramene kroutícího momentu pohonu .....	53

5. Kontrola závěsného ložiska .....	56
5.1 Kontrola brodivosti závěsu .....	56
5.2 Kontrola ložiska v závěsu .....	57
5.3 Kontrola závěsného šroubu .....	58
5.4 Kontrola závěsného pouzdra .....	59
5.5 Kontrola závěsu .....	60
6. Základní technické části dopravníku .....	61
6.1 Poháněcí stanice .....	61
6.2 Nosná konstrukce dopravníku .....	62
6.3 Šnekovnice .....	64
6.4 Závěsné ložisko .....	66
6.5 Víko žlabu .....	68
6.6 Ostatní části šneku .....	69
6.7 Bezpečnostní předpisy .....	70
7. Závěr .....	71
8. Seznam použitých zdrojů .....	72
Seznam použité literatury .....	72
Seznam obrázků .....	72
9. Seznam příloh .....	73

## **1. Úvod**

Cílem této diplomové práce je navrhnout dlouhý šnekový dopravník pro dopravu cementu a konstrukční řešení podpěry šnekovnice. Zadání diplomové práce bylo vyhotoveno ve firmě DSD Dostál a.s. Dřevohostice, která se zabývá manipulací se sypkými hmoty.

Šnekové dopravníky mají širokou škálu využití a to z důvodů jejich jednoduché konstrukce, malých rozměrů a velmi dobré utěsnitelnosti dopravy. Šnekové dopravníky jsou vhodné pro dopravu řady materiálů a to materiálů drobně kusovitých, zrnitých, prašných a mírně tekoucích. Realizace dopravy je možná jak v horizontálním směru, tak i ve směru vertikálním.

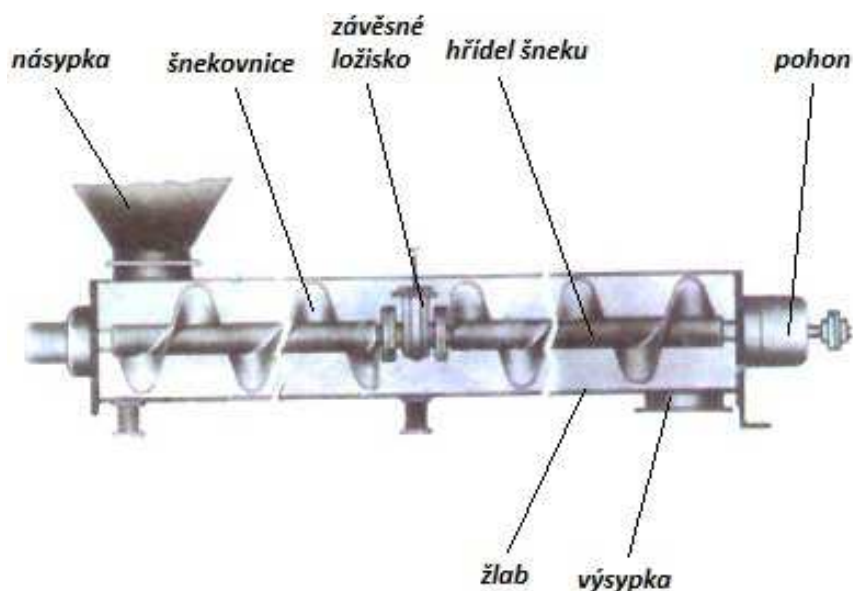
V úvodu této diplomové práce se věnuji problematice základních konstrukčních prvků šnekového dopravníku. Dále jsem provedl základní technologický výpočet s výsledným návrhem průměru dopravníku a poháněcí stanice, kterou jsem následně zkontroloval na rozběh. Konstrukční výpočty jsem zvolil u nejvíce namáhaných a ze situace vhodných částí dopravníku a to šnekovnice a hřídel šneku, spojovací hřídel a šrouby, pravý a levý koncový hřídel dopravníku. V další části jsem se zabýval návrhem závěsného ložiska, které jsem navrhnul a následně i konstrukčně zkontroloval jak početní metodou, tak i metodou konečných prvků v programu Ansys workbench 14.0. V závěrečné části diplomové práce jsem shrnul mnou zvolené konstrukční části šnekového dopravníku.

Součástí diplomové práce je výkresová dokumentace a to sestavný výkres šnekového dopravníku, sestavný výkres závěsného ložiska, sestavný výkres spojení šnekovnic a výrobní výkresy závěsného ložiska.

## 2. Šnekový dopravník

Šnekový dopravník patří mezi nejvíce využívané dopravní zařízení. Slouží k přepravě nelepivých sypkých materiálů. Ve stavebnictví pro dopravu cementu, kamení atd., v zemědělství pro přepravu obilnin, šrotu a různých práškových směsí. Dopravník se skládá ze žlabu, šnekovnice a poháněcí jednotky. Princip fungování šnekového dopravníku je rotující se šnekovnice v pevném žlabu, přičemž tření mezi materiálem a žlabem je větší než tření mezi materiálem a rotující šnekovnicí. Výsledkem je, že se materiál posouvá ve žlabu směrem k výsypce, konstrukce dovoluje umístění více násypných a výsypných míst.

Šnekové dopravníky mají bohaté využití, ať už jako podavače ( do cca 5m ), mísiče nebo třídiče. Jeho využití je spíše pro menší výkony oproti dopravníkům jako jsou pásové, hřeblové nebo korečkové. Šnekový dopravník je uzpůsoben pro výkony do 300 m<sup>3</sup>/h a dopravní délky 60m. Lze jej použít jak pro vodorovnou, úklonnou ( do 20° ) tak ve výjimečných případech i pro svislou dopravu. Mezi další výhody tohoto dopravníku je jeho jednoduchá konstrukce, která oproti ostatním druhům dopravníků zabírá daleko menší prostor.



Obr. 2.1 Hlavní části šnekového dopravníku [8]

Rozdělení šnekových dopravníků : - dopravní

- třídící

- šnekové trouby

-míchací

## 2.1 Žlab

Žlab tvoří nosnou část dopravníku. Rozlišuje se na trubkový nebo žlabový průřez, který je odvozen od rozměrů šneku. Vyrábí se nejčastěji z plechu o tloušťce 2-10 mm, z materiálu tř.11, pro potřeby potravinářského průmyslu lze použít i austenitické materiály tř.17 s leštěným povrchem. V horní části průřezu je plech ohraněn a tím je zvýšena tuhost žlabu a zároveň umožňuje připevnění víka, které bývá ještě opatřeno pryžovým těsněním z důvodu prachotěsnosti. Na koncích žlabu jsou navařeny příruby, pomocí kterých jsou žlaby spojovány, segmenty jsou zpravidla v rozmezí 1,5m ÷ 6m. K zamezení abrazivního opotřebení a zvýšení kluzného pohybu materiálu se do žlabu přidává výstelka např. z plastických hmot, jako jsou PVC, PP, PU. Minimální vůle mezi šnekovnicí a žlabem bývá zpravidla v rozmezí 5-10 mm dle dopravovaného materiálu. Materiál je do žlabu dopravován shora příváděcími otvory, těch může být po dopravní trase několik.



Obr. 2.2 Výroba žlabu šnekového dopravníku [9]

## 2.2 Šnekovnice

Šnekovnice je základním pohybovým aparátem dopravníku, který zajišťuje dopravu požadovaného materiálu. Svoji rotací posouvá dopravovaný materiál ve směru osy žlabu až k výsypce. Šnekovnici tvoří hřídel šneku, která může být dutá nebo plná, na níž je navařena plechová spirála. Spirála je vyráběná svařením mezikruhových výstřížků nebo válcováním z pásu. Rozdělují se dle stoupání a provedení. Stoupání může být levé a pravé. Provedení plná, lopatková, bezosá, kuželová, přerušovaná a kombinovaná.

### Plná šnekovnice

Užití při dopravě zrnitých a práškovitých materiálů. Je vyrobena svařením ocelové spirály, která je uchycena k vnější části šnekové hřídele. Je to nejstarší a nejpoužívanější typ z výše uváděných.



Obr. 2.3 Plná šnekovnice [9]

## **Lopatková šnekovnice**

Lopatková šnekovnice je tvořena speciálními segmenty ve tvaru lopatek, které jsou přivařeny k vnější straně šnekové hřídele. Užití při dopravě a míchání směsí. Použití v zemědělství, stavebnictví atp.



Obr. 2.4 Lopatková šnekovnice [10]

## **Bezosá šnekovnice**

Rozdělují se na lehké a robustní spirálové dopravníky. Použití lehkých je hlavně v potravinářském průmyslu. Dopravník nesmí být plně zahlcen, doprava materiálu musí probíhat pouze po dně žlabu.



Obr. 2.5 Bezosa šnekovnice [10]

## **Kuželová šnekovnice**

Použití pro materiály, které jsou více náchylné na stlačení. Pokud dochází k přívodu materiálu v místech nejmenšího průměru, dosáhne se tím nakypření materiálu, v opačném případě tzn. při přítoku materiálu do největšího průměru dochází k zhuštění materiálu.



Obr. 2.6 Kuželová šnekovnice [11]

### **2.3 Hřídel šneku**

Přenáší krouticí moment od motoru na šnekovnici. Šnekový hřídel je trubkový hřídel se šnekovnicí opatřený čepem pohonu, koncovým čepem a čepy pro závěsná ložiska. Koncové čepy jsou uloženy v ložiskách, z nichž jedno musí zajistit axiální sílu. Vyrábí se kruhového, ale i čtvercového průřezu. Při větších rozměrech se používá tlustostěnná trubka z důvodu hmotnosti.

### **2.4 Pohon**

Pohon šnekového dopravníku se skládá z převodovky, elektromotoru a pružné spojky nebo elektromotoru a řemenového převodu. Elektromotor může být osazen frekvenčním měničem a mít regulovatelné otáčky pohonu. Převodovka je obvykle připojena přímo na



hřídel šneku ve spodní části šnekového dopravníku - tlačné provedení. V případě připojení pohonu ve vrchní části se toto nazývá tažné provedení.



Obr. 2.7 Pohon šnekového dopravníku [12]

## 2.5 Závěsné ložisko

Závěsné ložisko slouží jako kluzná podpora šnekovnice u delších dopravníků. Skládá se např. z objímky (kulatina) a silonové výstelky. V tomto místě dochází k spojení jednotlivých dílů šneku.



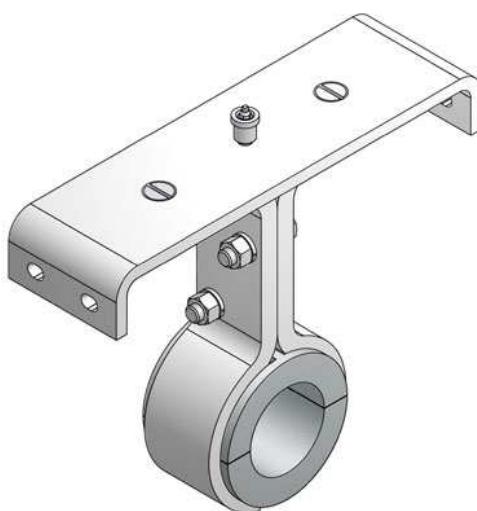
Obr. 2.8 Závěsné ložisko I [13]

Proti přílišnému průhybu se používají tyto podpěry po cca 2-6m. Pouzdra podpěr nejčastěji bývají z šedé litiny, bronzu popř. plastických hmot. Spojení se provádí nalisováním, přírubami, drážkovaným hřídelem atd.. Spoj musí vyhovovat potřebnému krouticímu momentu.



Obr. 2.9 Závěsné ložisko II [12]

Kluzná ložiska zachytí radiální sílu. Těsnění ložisek zajistí hřídelové těsnící kroužky umístěné ve víčku a utěsní se těsnícím tmelem. Mazání je řešeno tlakovou maznicí s užitím plastického maziva přímo pod ložisko.



Obr. 2.10 Závěsné ložisko III [14]

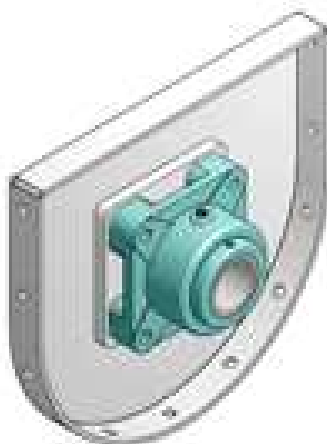
Závěsná ložiska mohou být i mimo kluzné provedení také valivé. Toto řešení má řadu výhod, jako jsou např. menší součinitel tření díky valivým tělískům, vyšší trvanlivost a lepší možnosti utěsnitelnosti ložiska. Mezi nevýhody lze zařadit dražší provedení a větší rozměry.



Obr. 2.11 Závěsné ložisko IV [14]

## 2.6 Koncové ložisko

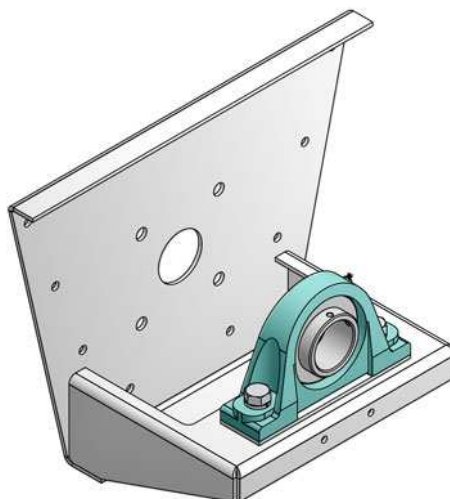
Koncová ložiska se umísťují na čela dopravníků. Provedení může být přírubové (Obr. 2.12), toto má však nevýhodu v přímém styku s materiálem, nebo přes ložiskovou jednotku za čelem dopravníku (Obr. 2.13).



Obr. 2.12 Koncové ložisko I [14]

Jedno z těchto ložisek musí zachycovat axiální sílu. Pro velké axiální síly se provádí zachycení síly za pomoci kombinace axiálního a radiálního ložiska. Pro běžné použití se volí dostatečně velká soudečková ložiska, která mají vlastnost přenosu axiální síly.

Druhá strana dopravníku je opatřena pouze radiálním ložiskem, které je průchozí a nepřenáší žádnou axiální sílu a umožňuje dilatační změny šnekovnice.



Obr. 2.13 Koncové ložisko II [14]

## 2.7 Doplňkové části dopravníku

### Snímač otáček

Každý šnekový dopravník by měl být z bezpečnostních důvodů opatřen snímačem otáček. Ten bývá zpravidla umístěn na konci dopravníku v místě vývodu hřídele. Mezi nejpoužívanější snímače patří indukční čidla rotačního pohybu.



Obr. 2.14 Snímače otáček [21]

### 3. Výpočet šnekového dopravníku

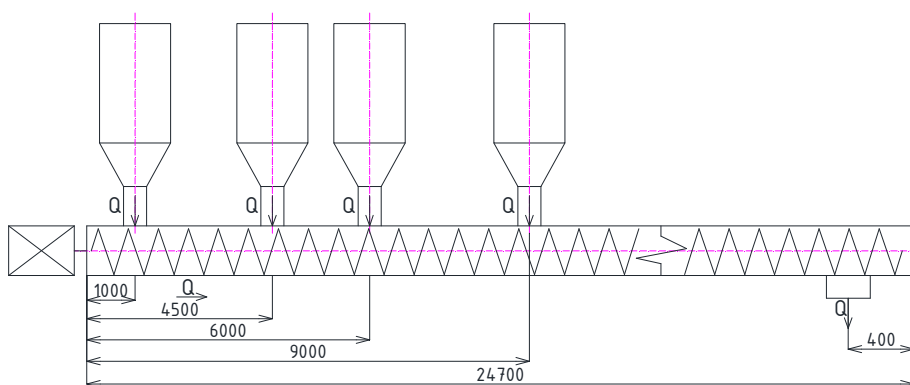
Výpočet šnekového dopravníku byl proveden po dohodě se zadavatelem firmou DSD Dostál a.s. dle ČSN ISO 1050 ( ČSN 26 2808 ) , [1], [2] a kontrola byla provedena pomocí Americké normy ANSI/CEMA 350.

#### Zadání

Q	150	t/h	dopravní množství
$\rho_s$	1100	kg/m <sup>3</sup>	sytná hmotnost
L	24,7	m	délka dopravníku
$\varepsilon$	0	°	sklon dopravníku
$\varphi$	30	°	úhel vnitřního tření

Tab. 3.1 Zadání

Technologický výpočet šnekového dopravníku na dopravu cementu. Cement vstupuje do dopravníku střídavě čtyřmi kruhovými otvory ze zásobníků. Výstup cementu je jedním výpadem o čtvercovém průřezu.



Obr 3.1 Schéma dopravní situace [19]

#### Volba doplňkových hodnot

$n'$	1	s <sup>-1</sup>	Předběžné otáčky
$k_\varphi$	0,3	-	Součinitel plnění, dle [2] str. 55
$\lambda$	1	-	Součinitel sklonu dopravníku, dle [2] str. 61

Tab. 3.2 Doplňkové hodnoty

### 3.1 Průměr šnekovnice

Předběžný průměr šnekovnice je vypočítán z hodinového dopravního množství.

$$Q = 3,6 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot h_s \cdot n' \cdot \rho_s \cdot k_\varphi \cdot \lambda \quad (1)$$

Stoupání šneku  $h_s = D$  - doporučeno konstruktérem firmy DSD Dostál a.s.

Po úpravě rovnice stanovím průměr šnekovnice

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot Q}{3,6 \cdot \pi \cdot n' \cdot \rho_s \cdot k_\varphi \cdot \lambda}} \quad (2)$$
$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 150}{3,6 \cdot \pi \cdot 1 \cdot 1100 \cdot 0,3 \cdot 1}} = 0,544m$$

Doporučené průměry šnekovnic dle ČSN ISO 1050 ( mm )						
160	200	250	320	400	500	630

Tab. 3.3 Průměry šnekovnic dle ČSN

Z normalizovaných rozměrů volím nejbližší vyšší průměr 0,630m

$$h_s = D = 0,630m \quad (3)$$

### 3.2 Výpočet kritických otáček

Úhlová rychlost

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n_{kr} \quad (4)$$

Podmínka přepravy materiálu

- odstředivá síla musí být menší nebo rovna tíze dopravovaného materiálu

$$m \cdot 0,5 \cdot D \cdot \omega^2 \leq m \cdot g \quad (5)$$

Po úpravě dostaneme kritické otáčky

$$n_{kr} = \sqrt{\frac{g}{0,5 \cdot D \cdot 4 \cdot \pi^2}} \quad (6)$$

$$n_{kr} = \sqrt{\frac{9,81}{0,5 \cdot 0,630 \cdot 4 \cdot \pi^2}} = 0,888 s^{-1}$$

### **3.3 Výpočet skutečných otáček**

Skutečné otáčky zjistíme ze vzorce (1) dosazením normalizovaného průměru šnekovnice

$$n_{sk} = \frac{4 \cdot Q}{3,6 \cdot \pi \cdot D^3 \cdot \rho_s \cdot k_\varphi \cdot \lambda} \quad (7)$$

$$n_{sk} = \frac{4 \cdot 150}{3,6 \cdot \pi \cdot 0,630^3 \cdot 1100 \cdot 0,3 \cdot 1} = 0,643 s^{-1}$$

Kontrola otáček

$$n_{kr} \geq n_{sk} \quad (8)$$

$$0,888[s^{-1}] > 0,643[s^{-1}]$$

Základní podmínka dopravy (5) byla dodržena.

### **3.4 Rychlost pohybu materiálové vrstvy**

$$v = h_s \cdot n_{sk} \quad (9)$$

$$v = 0,630 \cdot 0,643 = 0,405 m \cdot s^{-1}$$

### **3.5 Odpor proti pohybu materiálu**

Sypná tíha

$$\gamma_s = \rho_s \cdot g \quad (10)$$

$$\gamma_s = 1100 \cdot 9,81 = 10\,791 N \cdot m^{-3}$$

Koeficient sypnosti

$$k = \left( \frac{1 - \sin \varphi}{1 + \sin \varphi} \right) \quad (11)$$

$$k = \left( \frac{1 - \sin 30^\circ}{1 + \sin 30^\circ} \right) = 0,333$$

Velikost hydraulického poloměru

$$R_v = \frac{S_v}{o_v} = \frac{d_v}{4} \quad (12)$$

$$R_v = \frac{0,350}{4} = 0,088 m$$

Průměr násypného otvoru  $d_v = 0,350 m$

Plocha násypného otvoru  $S_v = 0,096 m^2$



Koeficient tření dopravovaného materiálu

$$\varphi = 30^\circ \Rightarrow f_m = \operatorname{tg}(30^\circ) = 0,577 \quad (13)$$

Jansenova síla

$$F_1 = \frac{\gamma_s \cdot R_V}{f_m \cdot k} \cdot k_d \cdot k_o \cdot S_V \quad (14)$$

$$F_1 = \frac{10791 \cdot 0,088}{0,577 \cdot 0,333} \cdot 1,2 \cdot 1,1 \cdot 0,096 = 712N$$

$k_d = 1 - 1,6 \Rightarrow 1,2$  - dynamický součinitel, voleno dle doporučení vedoucího DP

$k_o = 1 - 1,2 \Rightarrow 1,1$  - součinitel závěsu, voleno dle doporučení vedoucího DP

Počáteční soudržné napětí

$$\tau_0 = \gamma_s \cdot h_0 \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot \sin 2\alpha - f \cdot \cos^2 \alpha \right) \doteq \frac{\gamma_s \cdot h_0}{4} \quad (15)$$

$$\tau_0 = \frac{10791 \cdot 0,25}{4} = 674Pa$$

$h_0 = 0,25$  - charakteristická výška, voleno dle doporučení vedoucího DP

Odpor z tření materiálu po šneku

$$K_1 = (F_1 + \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L \cdot \gamma_s \cdot k_\varphi) \cdot w = \quad (16)$$

$$K_1 = (712 + \frac{\pi \cdot 0,630^2}{4} \cdot 24,7 \cdot 10791 \cdot 0,3) \cdot 3 = 76\,911N$$

$w=3$  – koeficient odporu materiálu, pro cement dle [3] str. 94

Odpor z trhání ve výpustích

$$K_2 = (F_1 \cdot f_m + \tau_0 \cdot S_v) \cdot c \quad (17)$$

$$K_2 = (712 \cdot 0,577 + 674 \cdot 0,096) \cdot 0,6 = 285 N$$

$c=0,6-0,95 \Rightarrow 0,6$  – opravný součinitel zahrnující vliv pohybu zrn, voleno dle [2].

Celkový odpor proti materiálu

$$K = K_1 + K_2 \quad (18)$$

$$K = 76910,71 + 285,23 = 77\,196 N$$

### 3.6 Výpočet pohonu

Výkon na hřídeli dopravníku

$$P_k' = \frac{K \cdot v}{10^3} \quad (19)$$

$$P_k' = \frac{77196 \cdot 0,405}{10^3} = 31,264 kW$$

Příkon pohonu

$$P' = (1,1 \div 1,2) \cdot \frac{P_k}{\eta_c} \quad (20)$$

$$P' = 1,1 \cdot \frac{31,264}{0,93} = 36,979 kW$$

Točivý moment na hřídeli šneku

$$M_k' = \frac{P'}{2 \cdot \pi \cdot n_{sk}} \quad (21)$$

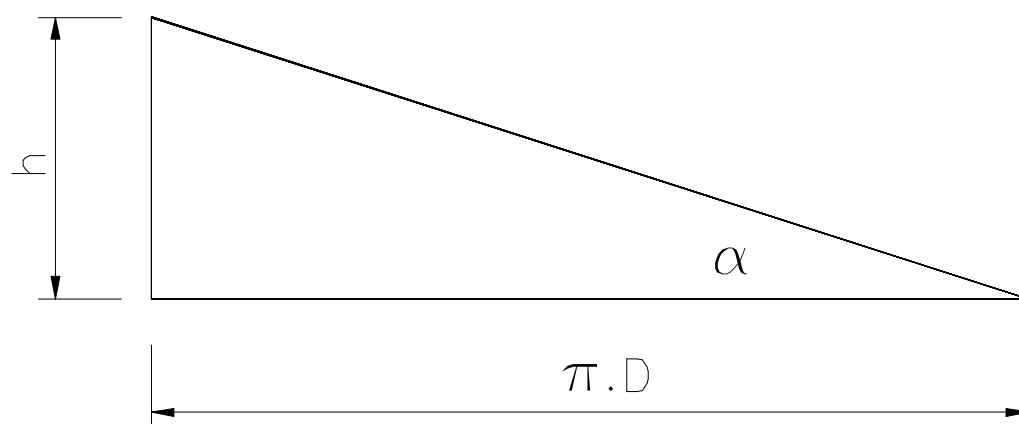
$$M_k' = \frac{36979}{2 \cdot \pi \cdot 0,643} = 9\,153 \text{ N.m}$$

Účinný poloměr šneku

$$R_s = (0,7 \div 0,8) \cdot \frac{D}{2} \quad (22)$$

$$R_s = 0,75 \cdot \frac{0,630}{2} = 0,236 \text{ m}$$

Úhel stoupání šneku



Obr. 3.2 Úhel stoupání šneku [19]

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h_s}{\pi \cdot D} \quad (23)$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{0,630}{\pi \cdot 0,630} = 0,318 \Rightarrow 17,66^\circ$$

Třecí úhel mezi materiálem a šnekovnicí ( ocel-cement )

$$\arctg \varphi = f = 0,9 \Rightarrow \delta = 41,98^\circ \quad (24)$$

f - voleno dle [15] vypocet dopravního\_retezu.pdf, str.12, tab č.8

Axiální síla v ložisku

$$F_A' = \frac{M_k'}{R_s \cdot \tg(\alpha + \delta)} \quad (25)$$

$$F_A' = \frac{9153}{0,236 \cdot \tg(17,66^\circ + 41,98^\circ)} = 22\,718\text{N}$$

### **3.7 Návrh elektromotoru**

Zvoleno na doporučení DSD Dostál a.s. pohon od firmy SEW EURODRIVE. Po konzultaci s odborníkem z firmy SEW mi bylo doporučeno použít pro pohon šnekového dopravníku plochý-čelní převodový elektromotor s nasunovací hřídelí tzv. dutou hřídelí. Pohon je opatřen vyšší ochranou proti korozi a střední ochranou proti povětrnostním vlivům. Hlavní parametry pohonu jsou v tab. 3.4

Poháněcí stanice je vybavena frekvenčním měničem firmy SEW EURODRIVE typ MDx61B 0450-503-4-00, který reguluje dle potřeby otáčky a rychlost dopravníku a zároveň zaručuje bezpečnost proti přetížení.

Převodový poměr

$$i_t = \frac{n_M}{n_{sk}} \quad (26)$$
$$i_t = \frac{1480}{60} = 38,36$$
$$i_t = \frac{60}{0,643} = 38,36$$

Volím plochý-čelní převodový motor FA127 DRE225M4



Obr. 3.3 Převodový motor SEW EURODRIVE [16]

..

Pohon SEW FA127 DRE225M4		
P	45	kW
$n_v$	40	$\text{min}^{-1}$
i	37,28	-
$n_M$	1480	$\text{min}^{-1}$
$M_{k\max}$	10800	N.m
$M_A$	725	N.m
$J_{PM}$	1,3	$\text{kg.m}^2$
$\eta$	93	%

Tab. 3.4 Parametry motoru

Skutečné otáčky šneku

$$n = \frac{\frac{n_M}{60}}{i}$$

$$n = \frac{\frac{1480}{60}}{37,28} = 0,662 \text{ s}^{-1} \doteq 40 \text{ min}^{-1}$$

(27)

Kontrola podmínky (5) přepravy materiálu

$$n_{kr} \geq n$$

$$0,888s^{-1} > 0,662s^{-1}$$

Podmínka vyhovuje. Rozdíl otáček (7) činí po změně převodového poměru 2,96%.

### **3.8 Kontrola rozběhu dopravníku**

Provedu kontrolu rozběhu plně naloženého dopravníku. Vzorce odvozeny dle [2], [6].

Měrná hmotnost dopravovaného materiálu

$$q_m = \frac{Q}{3,6 \cdot v} \quad (28)$$

$$q_m = \frac{150}{3,6 \cdot 0,405} = 102,9 kg \cdot m^{-1}$$

Statický moment od zatížení dopravníku redukovaný na hřídel motoru

$$M_{SM} = \frac{1}{n_e} \cdot K \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{1}{(\eta_c + i)} \quad (29)$$

$$M_{SM} = \frac{1}{1} \cdot 77196 \cdot \frac{0,630}{2} \cdot \frac{1}{(0,93 + 37,28)} = 636 N \cdot m$$

Redukovaný moment setrvačnosti na hřídel motoru

$$J_1 = \frac{1}{2} \cdot m_{red} \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 = \frac{1}{2} \cdot [(q_m \cdot L) + m_s] \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 \quad (30)$$

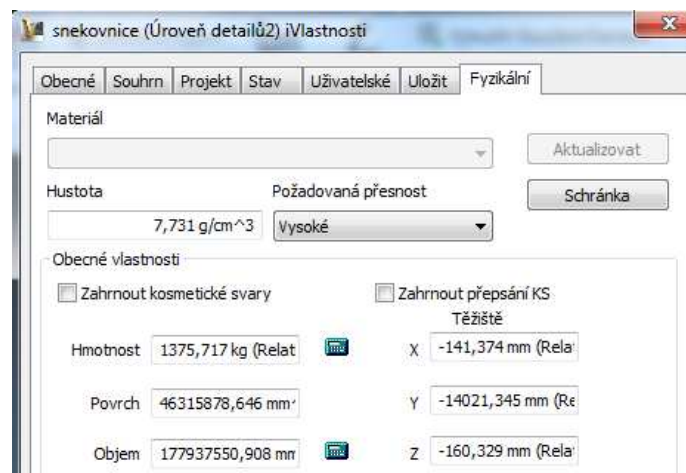
$$J_1 = \frac{1}{2} \cdot [(102,9 \cdot 24,7) + 1376] \cdot \left(\frac{0,630}{2}\right)^2 = 194,4 kg \cdot m^2$$

$$J_2 = J_M = 1,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (31)$$

$$J_{red} = (J_1 + J_2) \cdot \frac{1}{\eta_c \cdot i} \quad (32)$$

$$J_{red} = (194,4 + 1,3) \cdot \frac{1}{0,93 \cdot 37,28} = 5,6 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$m_s \doteq 1376 \text{ kg}$  - vypočítáno dle softwaru Autodesk Inventor



Obr. 3.4 Hmotnost šnekovnice [18]

Rozběhový moment elektromotoru

$$M_A = 290 \cdot 2,5 = 725 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (33)$$

Dynamický moment od zpoždění rotačních a posuvných hmot

$$M_{DM} = J_{red} \cdot \varepsilon_M = J_{red} \cdot \frac{d\omega_M}{dt_r} \quad (34)$$

Doba rozběhu plně naloženého dopravníku

$$M_A - M_{SM} - M_{DM} = 0$$

$$M_A - M_{SM} - J_{red} \cdot \frac{d\omega_M}{dt_r} = 0 \quad (35)$$

$$\begin{aligned}
M_A - M_{SM} &= J_{red} \cdot \frac{d\omega_M}{dt_r} \\
(M_A - M_{SM}) \cdot dt_r &= J_{red} \cdot d\omega_M \\
dt_r &= \frac{J_{red}}{M_A - M_{SM}} \cdot d\omega_M \\
\int_0^{t_r} dt_r &= \int_0^{\omega_M} \frac{J_{red}}{M_A - M_{SM}} \cdot d\omega_M \\
t_r &= \frac{J_{red}}{M_A - M_{SM}} \cdot \frac{n_M}{60} \cdot 2 \cdot \pi \\
t_r &= \frac{5,6}{725 - 636} \cdot \frac{1480}{60} \cdot 2 \cdot \pi = 9,8s
\end{aligned} \tag{35}$$

Hodnota rozběhu dopravníku vyhovuje rozmezí dle [2], která činí ( 5-15 ) sekund.

### **3.9 Přepočet skutečných hodnot dopravníku**

Z důvodu změny otáček vlivem převodového momentu, jsem provedl přepočet hodnot důležitých pro další výpočty.

Rychlost pohybu materiálové vrstvy

$$v = h_s \cdot n \tag{36}$$

$$v = 0,630 \cdot 0,662 = 0,417m \cdot s^{-1}$$

Výkon na hřídeli dopravníku

$$P_k = \frac{K \cdot v}{10^3} \tag{37}$$

$$P_k = \frac{77196 \cdot 0,417}{10^3} = 32,191kW$$



Příkon pohonu

$$P' = (1,1 \div 1,2) \cdot \frac{P_k}{\eta_c} \quad (38)$$

$$P' = 1,1 \cdot \frac{32,191}{0,93} = 38,075 kW$$

Točivý moment na hřídeli šneku

$$M_k = \frac{P'}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad (39)$$

$$M_k = \frac{38075}{2 \cdot \pi \cdot 0,662} = 9\,151 N.m$$

Axiální síla v ložisku

$$F_A = \frac{M_k}{R_s \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \delta)} \quad (40)$$

$$F_A = \frac{9151}{0,236 \cdot \operatorname{tg}(17,66^\circ + 41,98^\circ)} = 22\,712 N$$

### 3.10 Kontrola výpočtu dle Americké normy CEMA

Provedu srovnání návrhu šnekového dopravníku pomocí Americké normy ANSI/CEMA 350 dle [7].

Dle abraze volím skupinu materiálu, 30B% - pro středně abrazivní a středně tekuté materiály, ze které se také odvíjí koeficient plnění 30%

Objemové dopravní množství

$$Q_V = \frac{Q}{\rho_s} \quad (41)$$

$$Q_V = \frac{150000}{1100} = 136,364 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Návrhové dopravní množství

$$Q_{V\text{návrh}} = Q_V \cdot CF \quad (42)$$

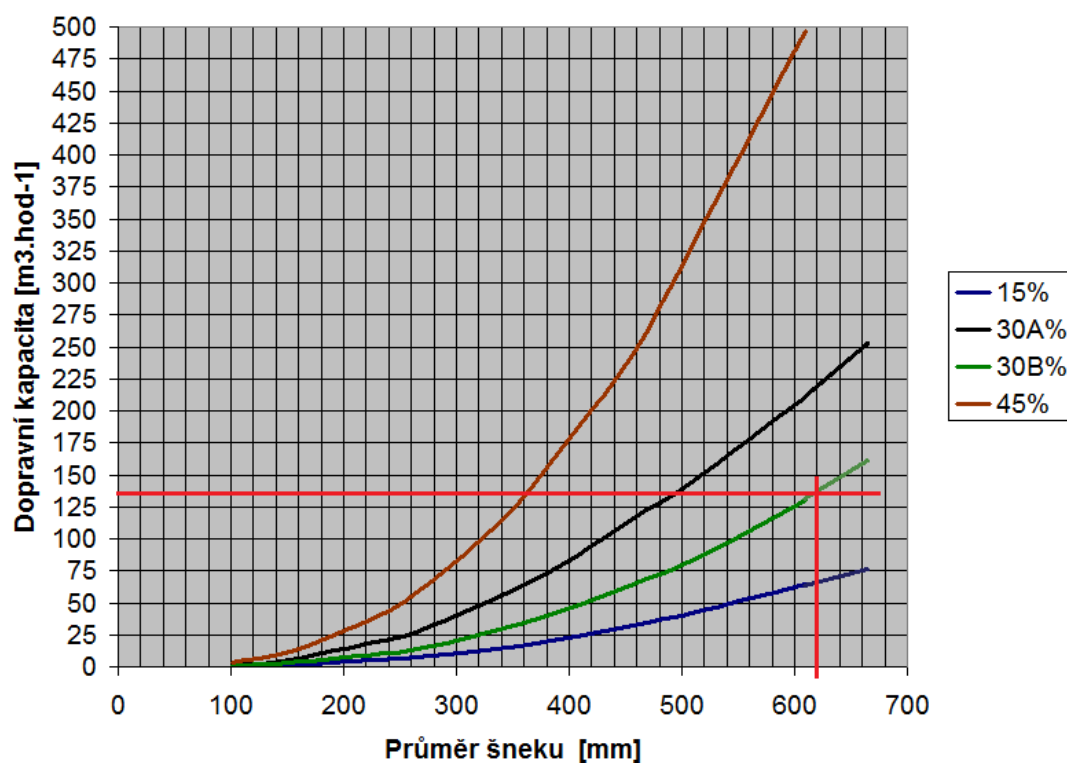
$$Q_{V\text{návrh}} = 136,364 \cdot 1 = 136,364 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Kapacitní faktor CF zohledňující rozteč šneku volen CF=1, protože h=D dle tab. 3.5. Kapacitních faktorů zohledňující  $Q_V$  je více, jako např. modifikující tvar listu šneku popř. použití přídatných lopatek. Pro naše zadání postačuje pouze tento jeden.

stoupání	popis	CF
dlouhé	stoupání = 1,5průměru	0,67
standard	stoupání = průměr	1
ON262802	Stoupání = 0,8D	1,25
krátké	stoupání = 2/3 průměru	1,5
poloviční	stoupání = 1/2průměru	2

Tab. 3.5 Kapacitní faktor CF [7]

Dle vypočteného dopravního množství zvolím průměr šnekovnice, který odečtu z grafu 3.1



Graf 3.1 Volba průměru šnekovnice [7]

Z grafu 3.1 jsem stanovil hodnotu průměru šnekovnice 617mm.

$$D_{CEMA} = 617mm$$

Přepočet průměru šnekovnice dle ČSN

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot Q}{3,6 \cdot \pi \cdot n \cdot \rho_s \cdot k_\varphi \cdot \lambda}} \quad (43)$$

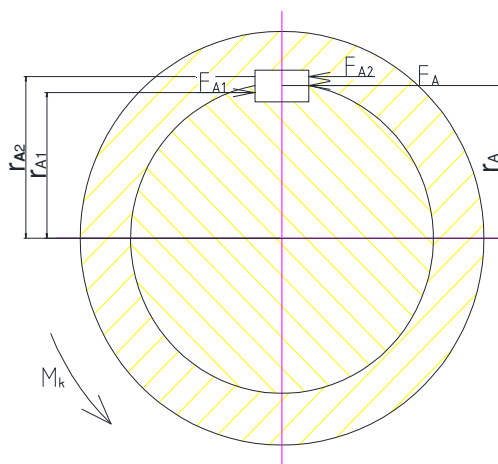
$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 150}{3,6 \cdot \pi \cdot 0,662 \cdot 1100 \cdot 0,3 \cdot 1}} = 0,624 \text{ m} = 624 \text{ mm}$$

Hodnoty vypočítaných průměrů dle ANSI/CEMA 350 a ČSN ISO 1050 se téměř rovnají.

## 4. Kontrola dílčích částí šnekového dopravníku

Provedu kontrolu těsného pera přenášející točivý moment od pohonu na šnekovnici, lícovaných šroubů přenášejí kroutící moment v prostoru spojení šnekovnic, průhybu šnekovnice, koncových hřídelí šnekovnice a ramene kroutícího momentu pohonu, výpočty provedeny dle [4], [5].

### 4.1 Kontrola těsného pera - šnekovnice x převodovka



Obr. 4.1 Průřez hřídele [19]

Zadané hodnoty dle normy			
l	280	mm	délka pera
b	28	mm	šířka pera
h	16	mm	výška pera
t	9,9	mm	hloubka drážky v hřídeli
t <sub>1</sub>	6,1	mm	hloubka drážky v náboji
l <sub>c</sub>	252	mm	činná délka pera
Dopočítané hodnoty			
r <sub>A</sub>	50	mm	poloměr hřídele
r <sub>A1</sub>	45,05	mm	rameno síly F <sub>A1</sub>
r <sub>A2</sub>	53,7	mm	rameno síly F <sub>A2</sub>

Tab. 4.1 Rozměry pera

**Kontrola tlaku p<sub>1</sub>, otláčení boku drážky hřídele.**

$$M_k = F_{X1,2} \cdot r_{x1,2} \quad (44)$$

Základní vzorec statiky aplikuji do zadání.

$$F_{A1} = \frac{M_k}{r_{A1}} \quad (45)$$

$$F_{A1} = \frac{9151}{0,04505} = 203\,130\,N$$

$p_D$  – volím 115MPa dle [5] str.80

$$\begin{aligned} p_1 &\leq p_D \\ p_1 &= \frac{F_{A1}}{l_{\epsilon} \cdot t} \\ p_1 &= \frac{203130}{0,252 \cdot 0,0099} = 81\,421\,357\,Pa = 81,421\,MPa \end{aligned} \quad (46)$$

$$\begin{aligned} p_1 &< p_D \\ 81,421\,MPa &< 115\,MPa \end{aligned}$$

Podmínka splněna

**Kontrola tlaku  $p_2$ , otlačení boku náboje.**

$$F_{A2} = \frac{M_k}{r_{A2}} \quad (47)$$

$$F_{A2} = \frac{9151}{0,0537} = 170\,410\,N$$

$p_D$  – volím 120MPa dle [4]

$$\begin{aligned} p_2 &\leq p_D \\ p_2 &= \frac{F_{A2}}{l_{\epsilon} \cdot t_1} \end{aligned} \quad (48)$$

$$p_2 = \frac{170410}{0,252 \cdot 0,0061} = 110\,857\,403 Pa = 110,857 MPa \quad (48)$$

$$p_2 < p_D$$

$$110,857 MPa < 120 MPa$$

Podmínka splněna

### Kontrola pera na stříh

Střížná síla

$$F_s = \frac{M_k}{r_A} \quad (49)$$

$$F_s = \frac{9151}{0,05} = 183\,020 N$$

$$\tau_{Ds} = 30 MPa$$

$$\tau_s \leq \tau_{Ds}$$

$$\tau_s = \frac{F_s}{l \cdot b}$$

$$\tau_s = \frac{183020}{0,28 \cdot 0,028} = 23\,344\,388 Pa = 23,344 MPa \quad (50)$$

$$\tau_s \leq \tau_{Ds}$$

$$23,344 MPa < 30 MPa$$

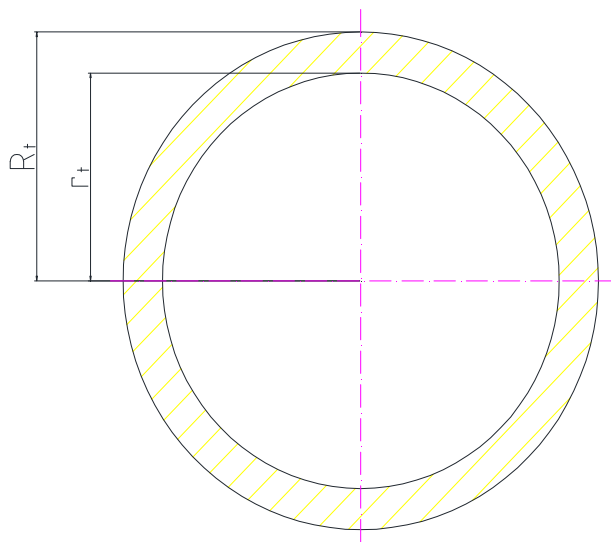
Podmínka splněna

Těsné pero vyhovuje zadaným požadavkům, volím PERO 28e7-16-280 ČSN 02 2562.

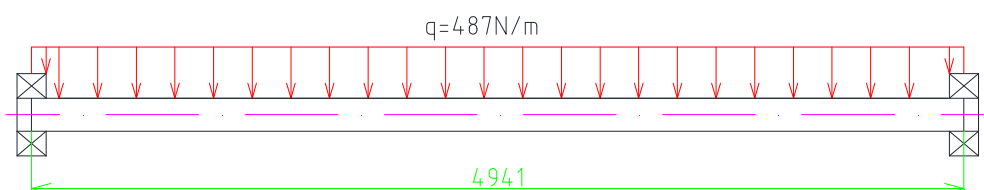
#### 4.2 Kontrola šnekovnice na průhyb – početní řešení

Provedu přepočet šnekovnice na průhyb z důvodu kontroly dostatečného odsazení šnekovnice nad žlabem dopravníku. Dle [2] str.60 jsem zvolil minimální vůli mezi šnekovnicí a žlabem  $y_{\max} = 5 \text{ mm}$ .

Průřez trubky



Obr. 4.2 Průřez trubky [19]



Obr. 4.3 Zatížení trubky [19]

Rozměry		
$r_t$	55,5	mm
$R_t$	66,5	mm

Tab. 4.2 Rozměry hřídele šneku

Kvadratický moment trubky

$$I = \frac{\pi}{4} \cdot (R_i^4 - r_i^4) \quad (51)$$

$$I = \frac{\pi}{4} \cdot (66,5^4 - 55,5^4) = 7\,907\,668 \text{ mm}^4$$

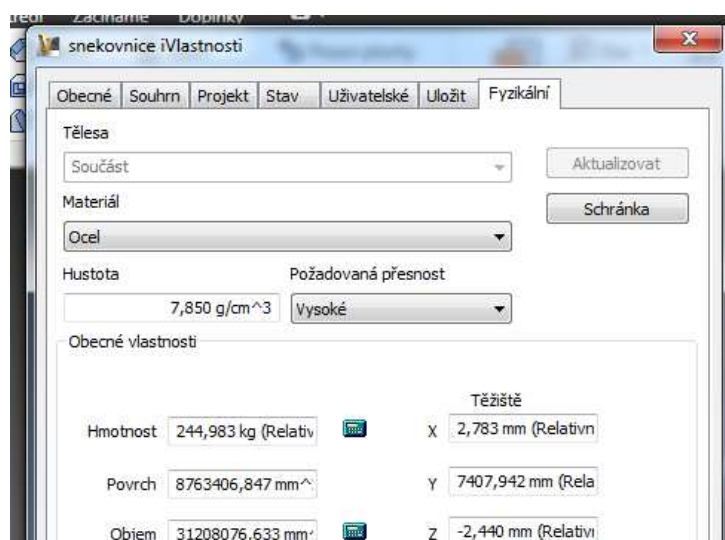
Spojité zatížení

$$q = \frac{m_{s1} \cdot g}{L_1} \quad (52)$$

$$q = \frac{245 \cdot 9,81}{4,941} = 487 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

$m_{s1} \doteq 245 \text{ kg}$  - hmotnost jednoho segmentu šnekovnice

$L_1 = 4,941 \text{ m}$  - délka šnekovnice mezi podpěrami



Obr. 4.4 Hmotnost jednoho dílu šnekovnice [18]



Maximální průhyb šnekovnice

$$y = \frac{5 \cdot q \cdot L_1^4}{384 \cdot E \cdot I} \quad (53)$$

$$y = \frac{5 \cdot 487 \cdot 4,941^4}{384 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 7,907 \cdot 10^{-6}} = 2,276 \cdot 10^{-3} m$$

E – volím  $2,1 \cdot 10^{11} Pa$  dle [4]

Bezpečnost průhybu

$$k = \frac{y_{\max}}{y} \quad (54)$$

$$k = \frac{5}{2,276} = 2,19$$

$k_d = 2$  - dle doporučení konstruktéra firmy DSD Dostál.

$$\begin{array}{ll} k \geq k_d & \text{Podmínka splněna} \\ 2,19 > 2 & \end{array} \quad (55)$$

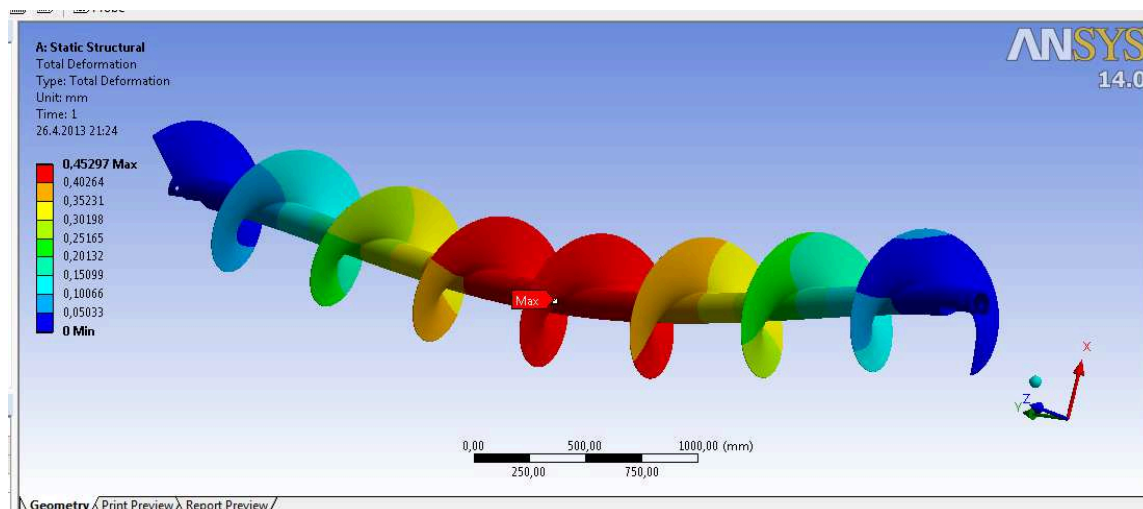
#### **4.3 Kontrola šnekovnice na průhyb – deformační analýza MKP Ansys**

##### **Deformační analýza Ansys workbench 14.0**

Provedl jsem kontrolu šnekovnice na průhyb v programu Ansys 14.0. Dle numerických výpočtů jsem zjistil, že dojde k průhybu šnekovnice  $y = 2,276 mm$ .

Model šnekovnice z Autodesk Inventor jsem použil pro výpočet průhybu v programu Ansys workbench 14.0.

Výsledný maximální průhyb šnekovnice je dle metody konečných prvků  $y_{MKP} = 0,453\text{mm}$  (viz. Obr. 4.5) Výsledek se neshoduje s numerickým výpočtem z důvodu zanedbání vlivu šnekové spirály na průhyb, která má vliv na danou konstrukci zvětšením tuhosti.



Obr. 4.5 Průhyb šnekovnice [23]

Bezpečnost průhybu

$$k = \frac{y_{\max}}{y_{MKP}} \quad (56)$$

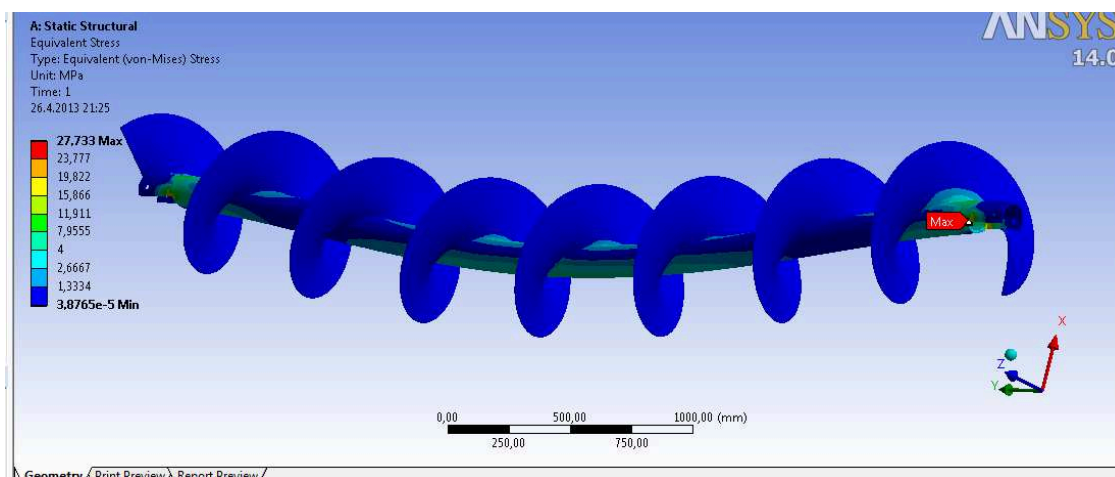
$$k = \frac{5}{0,453} = 11,03$$

$k_d = 2$  - dle doporučení konstruktéra firmy DSD Dostál.

$$k \geq k_d \quad \text{Podmínka splněna} \quad (57)$$

$$11,03 > 2$$

Maximální napětí, které vznikne ve šnekovnici bude v místě spoje. Následnou kontrolou jsem zjistil, že maximální napětí vzroste na 27,733MPa.



Obr. 4.6 Maximální napětí ve šnekovnici [23]

#### **4.4 Kontrola šnekovnice dle energetické hypotézy HMM o stavu napjatosti**

Šnekovnice je dále potřeba zkontrolovat na krut. Využijeme pro tento výpočet energetickou hypotézu HMM ( Huber, von Mises, Henky ). Provedu výpočet maximálního napětí v krutu a ohybu a následně dosadím do redukovaného napětí, ze kterého vypočítám bezpečnost. Materiál šnekovnice je 11 523 (S355J0),  $R_e = 300MPa$ .

##### **Maximální napětí v krutu**

Průřezový modul v krutu

$$W_k = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D_t^4 - d_t^4}{D_t} \quad (58)$$

$$W_k = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{0,133^4 - 0,111^4}{0,133} = 0,0002378m^3$$

Pevnostní rovnice pro krut

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{9151}{0,0002378} \quad (59)$$

$$\tau_k = 38\,481\,918Pa$$

##### **Maximální napětí v ohybu**

Výpočet ohybového momentu pro nosník na dvou podporách se spojitým zatížením.

$$M_{o\max} = \frac{1}{8} \cdot q \cdot L^2 \quad (60)$$

$$M_{o\max} = \frac{1}{8} \cdot 487 \cdot 4,941^2 = 1486N \cdot m$$

Průřezový modul v ohybu

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_t^4 - d_t^4}{D_t} \quad (61)$$

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{0,133^4 - 0,111^4}{0,133} = 0,0001189 m^3$$

Pevnostní rovnice pro ohyb

$$\sigma_o = \frac{M_{o \max}}{W_o} \quad (62)$$

$$\sigma_o = \frac{1486}{0,0001189} = 12\,497\,898 Pa$$

**Redukované napětí**

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_k^2} \quad (63)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{12497898^2 + 3 \cdot 38481918^2} = 67\,814\,243 Pa = 67,814 MPa$$

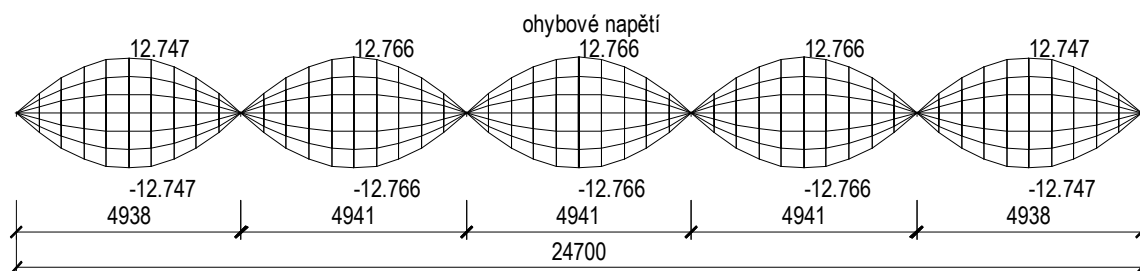
**Koeficient bezpečnosti dle stavu napjatosti**

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} \quad (64)$$

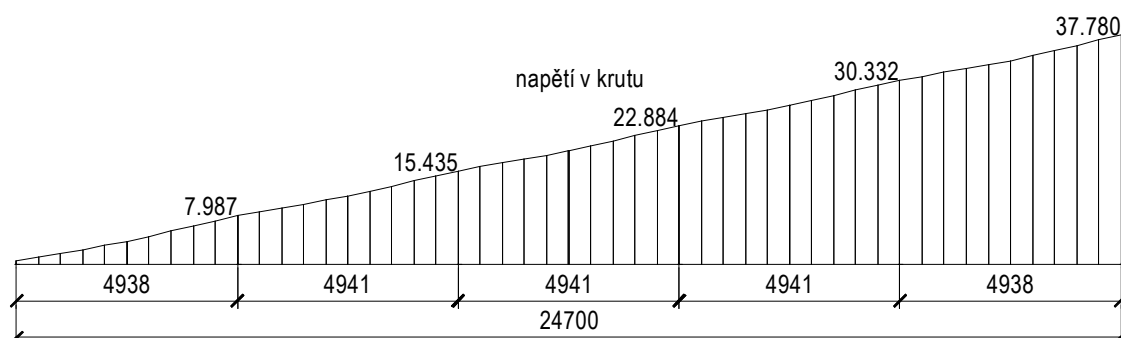
$$k = \frac{300}{67,814} = 4,42$$

#### 4.5 Kontrola šnekovnice na krut - napět'ová analýza IDA Nexis

Provedl jsem kontrolu šnekovnice na krut v programu IDA Nexis 32. Dle numerických výpočtů jsem zjistil, že maximální napětí v krutu je  $\tau_k = 38,5MPa$  a maximální napětí v ohybu  $\sigma_o = 12,5MPa$ .



Obr. 4.7 Maximální ohybové napětí [17]



Obr. 4.8 Maximální napětí v krutu [17]

Výsledné hodnoty napětí v krutu a ohybu jsou podobné těm vypočítaným. Přesto provedu přepočet bezpečnosti.

$$\tau_k = 37,780MPa$$

$$\sigma_o = 12,766MPa$$

Redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_k^2} \quad (65)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{12,766^2 + 3 \cdot 37,780^2} = 66,670 \text{ MPa}$$

Koeficient bezpečnosti dle stavu napjatosti

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} \quad (66)$$

$$k = \frac{300}{66,670} = 4,50$$

Hodnoty početní metody a pevnostní analýzy dle IDA Nexis vyšly téměř totožné a můžeme tyto metody považovat za správné.

#### **4.6 Kontrola spojení šnekovnic – kontrola šroubů**

Šnekovnice budou spojeny dvojicí šroubů, které budou pootočené o 90° z důvodu nezeslabení průřezu trubky. Kontrolní výpočet spojení šnekovnic provedu na stříh a otlačení dle [6].

Odvození minimálního průměru dřívku lícovaného šroubu s krátkým závitem ČSN 02 1112.



Obr. 4.9 Lícované šrouby [20]

Střížná síla

$$F_s = \frac{M_k}{r_s \cdot i_s} \quad (67)$$

$$F_s = \frac{9151}{0,0555 \cdot 4} = 41220N$$

Pevnostní kontrola na stříh hladkého dřívku

$$\tau_s \leq \tau_{DS}$$

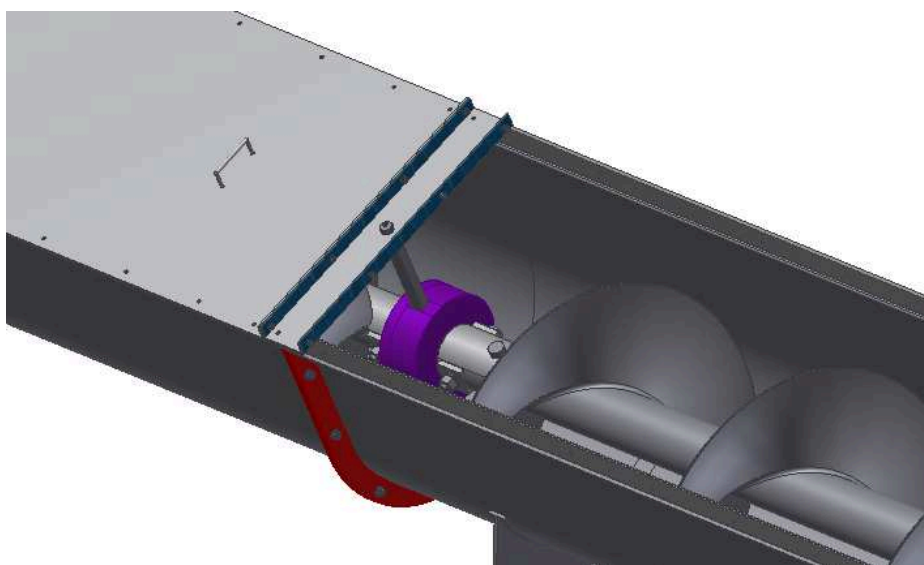
$$\frac{F_s}{\frac{\pi \cdot d_s^2}{4}} \leq \tau_{DS} \quad (68)$$

$$d_s = \sqrt{\frac{4 \cdot F_s}{\pi \cdot \tau_{DS}}} \quad (69)$$

$$d_s = \sqrt{\frac{4 \cdot 41220}{\pi \cdot 110}} = 21,843mm$$

$\tau_{DS} = 110MPa$  voleno dle [4]

Volím lícovaný šroub M24 x 170 ČSN 02 1112-8.8



Obr. 4.10 Spojení šnekovnic [18]



Pevnostní kontrola na otláčení hladkého dřívku

$$\begin{aligned} p &\leq p_D \\ \frac{F_s}{s_{\min} \cdot d_s} &\leq p_D \\ \frac{41220}{11 \cdot 25} &= 149,9 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (70)$$

$$p_D = 180 \text{ MPa} \text{ voleno dle [4]}$$

$$\begin{aligned} p &< p_D \\ 149,9 &< 180 \end{aligned} \quad (71)$$

Podmínka splněna

#### **4.7 Kontrola pevnosti čela dopravníku – kontrola šroubů**

Šrouby na čele dopravníku, kde se bude nacházet axiální ložisko budou v hlavní míře namáhány tahovou silou. Kontrolní výpočet provedu na tah dle [6].

Předběžně volím 7x šroub M12 x 35 ČSN 02 1101-5.6

$$\begin{aligned} i_s &= 7 \\ d_2 &= 11,026 \text{ mm} \\ d_3 &= 10,160 \text{ mm} \end{aligned}$$

Průřez šroubu

$$\begin{aligned} S_s &= \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 \\ S_s &= \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{11,026 + 10,160}{2} \right)^2 = 88,131 \text{ mm}^2 \end{aligned} \quad (72)$$

Pevnostní kontrola na tah šroubu

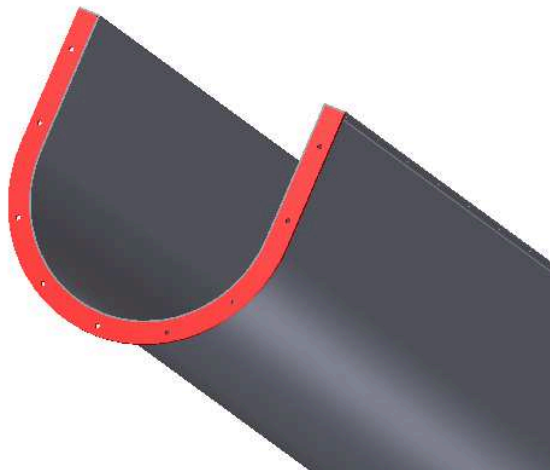
$$\begin{aligned}\sigma_t &\leq \sigma_{Dt} \\ \frac{F_A}{S_s \cdot i_s} &\leq \sigma_{Dt} \\ \frac{22712}{88,131 \cdot 7} &= 36,816 MPa\end{aligned}\tag{73}$$

$\sigma_{Dt} = 120 MPa$  voleno dle [4]

$$\begin{aligned}\sigma_D &\leq \sigma_{Dt} \\ 36,816 MPa &< 120 MPa\end{aligned}\tag{74}$$

Podmínka splněna

Z důvodu lepší těsnosti spojnic žlabu volím 9 x šroub M12 x 35 ČSN ISO 4017.5.6



Obr. 4.11 Spojnice žlabu a čela [18]

#### 4.8 Kontrola koncových hřídelů šnekovnice

Pro oba konce dopravníku volím koncové hřídele z materiálu 11 523 ( S355J0 )

##### Kontrola levého konce šnekovnice



Obr. 4.12 Levý konec šnekovnice [18]

Průřezový modul v krutu

$$W_k = 0,2 \cdot d^3 \quad (75)$$

$$W_k = 0,2 \cdot 0,1^3 = 0,0002m^3$$

##### Maximální napětí v krutu

$$\tau_k \leq \tau_{Dk}$$

$$\frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{Dk} \quad (76)$$

$$\frac{9151}{0,0002} = 45\,755\,000Pa = 45,755MPa$$

$$45,755MPa < 70MPa$$

Podmínka splněna

$$\tau_{Dk} = 70MPa \text{ dle [4]}$$

## Kontrola pravého konce šnekovnice



Obr. 4.13 Pravý konec šnekovnice [18]

Průřezový modul v krutu

$$W_k = 0,2 \cdot d^3 \quad (77)$$

$$W_k = 0,2 \cdot 0,11^3 = 0,00026m^3$$

**Maximální napětí v krutu**

$$\tau_k \leq \tau_{Dk}$$

$$\frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{Dk} \quad (78)$$

$$\frac{9151}{0,00026} = 35\,196\,154Pa = 35,196MPa$$

$$35,196MPa < 70MPa$$

Podmínka splněna

$$\tau_{Dk} = 70MPa \text{ dle [4]}$$

#### **4.9 Kontrola ramene kroutícího momentu pohonu**

Momentová páka je tvořena profilem U 140, který je pomocí ocelové desky tloušťky 25 mm, pryžových podložek a šroubu M30 připevněn k tělesu motoru. Stabilizace momentové páky k základové konzole je pomocí uzavřeného profilu 125x75x6 mm a dvojice šroubů M16. Návrh je proveden dle návodu k montáži od firmy SEW EURODRIVE.

Účinný poloměr momentové páky

$$R_{mp} = 0,550 \text{ m}$$

Axiální síla momentové páky

$$F_A = \frac{M_k}{R_{mp}} \quad (79)$$

$$F_A = \frac{9151}{0,550} = 16\,638 \text{ N}$$

#### **Kontrola nosných šroubů**

Šroub M30x260 ISO 4017 8.8, který je dodáván s motorem SEW EURODRIVE není potřeba kontrolovat, šroub je již navrhnut od výrobce.

Provedl jsem kontrolu šroubů momentové páky na stříh a otláčení dle [6].

#### **Odvození minimálního průměru dřívku šroubu s krátkým závitem ČSN 02 1112.**

Pevnostní kontrola na stříh dřívku

$$\tau_s \leq \tau_{DS}$$
$$\frac{F_A}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \leq \tau_{DS} \quad (80)$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_A}{2 \cdot \pi \cdot \tau_{DS}}} \quad (81)$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot 16638}{2 \cdot \pi \cdot 110}} = 9,813 \text{ mm}$$

$\tau_{DS} = 110 \text{ MPa}$  voleno dle [4]

Z důvodu otláčení volím šroub M16 x 40 ČSN 02 1112-8.8

Pevnostní kontrola na otláčení dřívku

$$\begin{aligned} p &\leq p_D \\ \frac{F_A}{i_s \cdot s_{\min} \cdot d_2} &\leq p_D \\ \frac{16638}{2,6 \cdot 17} &= 81,559 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (82)$$

$p_D = 160 \text{ MPa}$  voleno dle [4]

$$\begin{aligned} p &< p_D \\ 81,559 &< 160 \end{aligned} \quad (83)$$

Podmínka splněna

### Kontrola uzavřeného profilu na ohyb

Výpočet ohybového momentu pro uzavřený profil 125x75x6 mm délky 895 mm jako převislý konec délky 285 mm se zatížením osamělou silou  $F_A$ .

$$M_{o \max} = F_A \cdot L \quad (84)$$

$$M_{o \max} = 16638 \cdot 0,285 = 4742 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Průřezový modul v ohybu dle [4]

$$W_o = 0,000071900 \text{ m}^3 \quad (85)$$

Pevnostní rovnice pro ohyb

$$\sigma_o = \frac{M_{o \max}}{W_o} \quad (86)$$

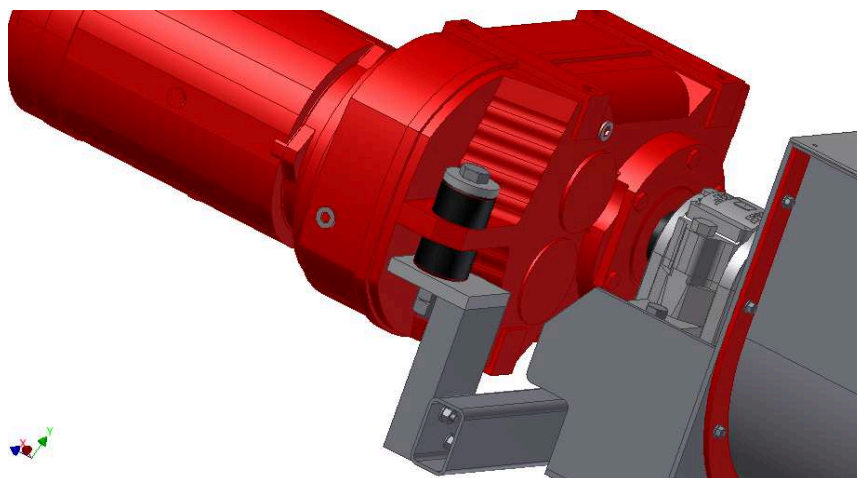
$$\sigma_o = \frac{4742}{0,000071900} = 65\,952\,712 \text{ Pa}$$

$\sigma_D$  – volím 120MPa dle [4]

$$\sigma_o \leq \sigma_D$$

$$65,953 \text{ MPa} < 120 \text{ MPa}$$

Podmínka splněna



Obr. 4.14 Momentové rameno [18]

## 5. Kontrola závěsného ložiska

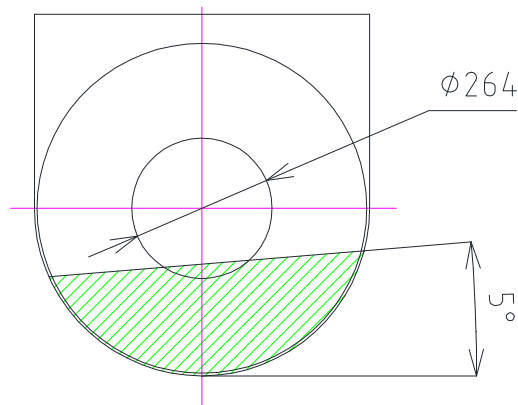
### 5.1 Kontrola brodivosti závěsu

Provedu přepočet součinitele plnění

$$k_{\varphi sk} = \frac{4 \cdot Q}{n \cdot 3,6 \cdot \pi \cdot D^3 \cdot \rho_s \cdot \lambda} \quad (87)$$

$$k_{\varphi sk} = \frac{4 \cdot 150}{0,662 \cdot 3,6 \cdot \pi \cdot 0,630^3 \cdot 1100 \cdot 1} = 0,292 = 29,2\%$$

Přibližné zaplnění žlabu znázorňuji za pomoci programu AutoCad. Osová výška zvolena dle součinitele plnění ( 29,2% ), dynamický sypký úhel volím  $\psi_d = 5^\circ$  dle [6] tab. č. 3.1.



Obr. 5.1 Schéma zaplnění žlabu [19]



## 5.2 Kontrola ložiska v závěsu

Provedu kontrolu ložiska umístěného v závěsu dopravníku. Z důvodu možné nesouososti volím naklápěcí ložisko od firmy SKF typového označení 1224 M. Ložisko přenáší hlavně radiální sílu vyvolanou od hmotnosti šnekovnice.

$C = 119\,000\text{ N}$  dynamická únosnost

$C_o = 53\,000\text{ N}$  statická únosnost

Radiální síla na ložisko

$$F_R = m_{s1} \cdot g \quad (88)$$

$$F_R = 245 \cdot 9,81 = 2405\text{ N}$$

Dynamické ekvivalentní zatížení

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_A \quad (89)$$

$$P = 1 \cdot 2405 + 0 = 2405\text{ N}$$

Pro pouze radiální ložisko volím součinitele  $X = 1$ ,  $Y = 0$

Trvanlivost v milionech otáčkách

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^p \quad (90)$$

$$L_{10} = \left( \frac{119000}{2405} \right)^3 = 114\,169 \cdot 10^6 \text{ ot}$$

$p = 3$  mocnitel dle druhu ložiska, zvoleno kuličkové ložisko

Trvanlivost v hodinách

$$L_{10h} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}$$

$$L_{10h} = 114169 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 40} = 47\,570\,421 \text{ hod}$$
(91)

### 5.3 Kontrola závěsného šroubu

Provedl jsem kontrolu šroubu závěsného ložiska na tah. Zatížení  $F$  je stanoveno od radiální síly vyvozené od hmotnosti šnekovnice. Šroub má v sobě díru na mazání  $d_d = 3\text{mm}$ . Šroub bude dotahován v nezatíženém stavu. Zvolil jsem šroub M18x40 ISO 4017-5.6.

Plocha šroubu

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot \left[ \left( \frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 - d_d^2 \right]$$
(92)

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot \left[ \left( \frac{16,376 + 14,933}{2} \right)^2 - 3,000^2 \right] = 185,4 \text{ mm}^2 = 0,0001854 \text{ m}^2$$

Maximální napětí v tahu

$$p \leq p_D$$

$$\frac{F}{S} \leq p_D$$
(93)

$$\frac{2405}{0,0001854} = 12\,971\,952 \text{ Pa} = 12,972 \text{ MPa}$$

$$p_D = 120 \text{ MPa} \text{ voleno dle [4]}$$

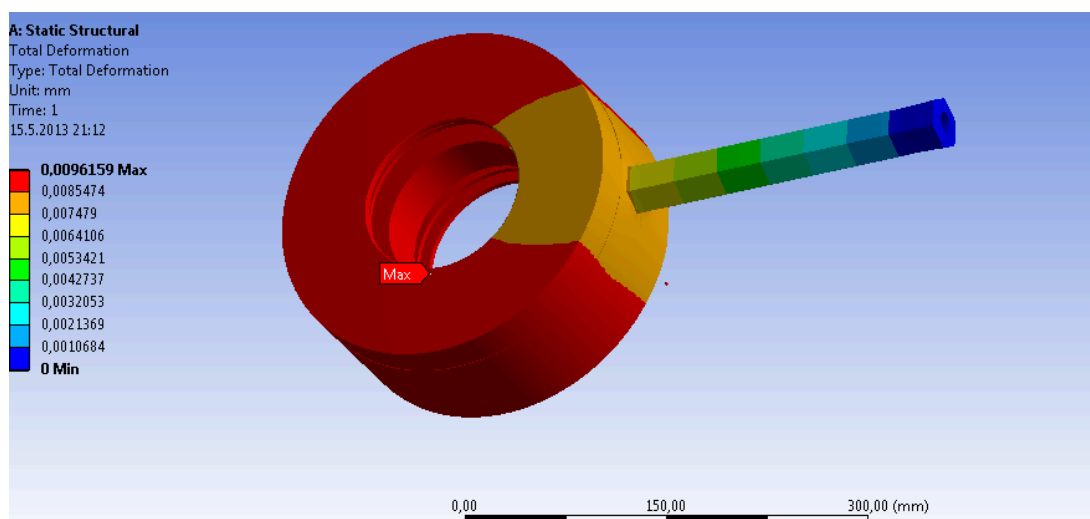
$$p \leq p_D$$

$$12,972 < 120$$

Podmínka splněna

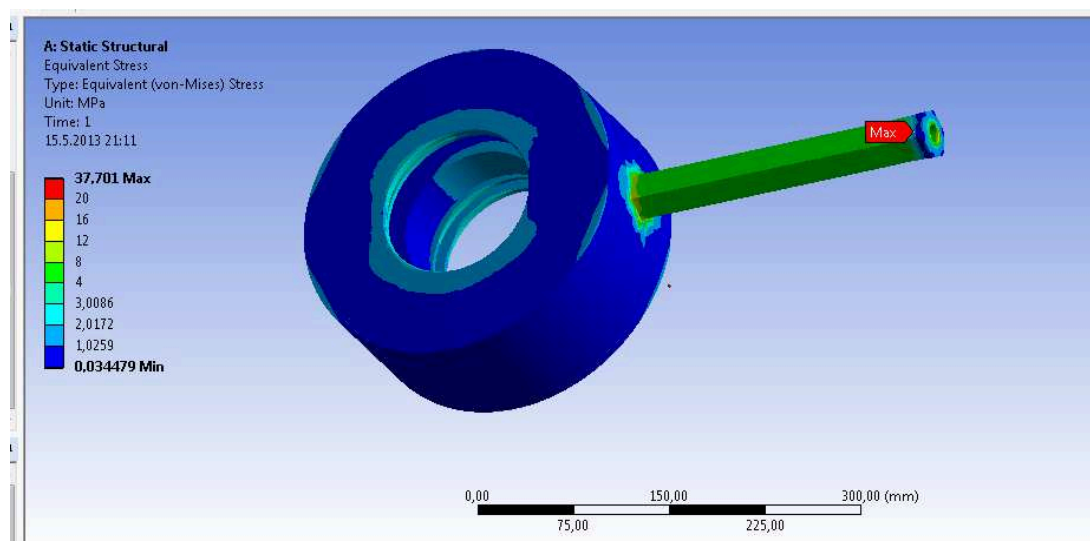
## 5.4 Kontrola závěsného pouzdra

Provedl jsem kontrolu závěsného pouzdra pomocí metody konečných prvků v programu Ansys Workbench 14.0.



Obr. 5.3 Průhyb závěsného pouzdra [23]

Průhyb závěsného pouzdra dle metody MKP vychází 0,00962mm, což je zanedbatelná hodnota a pouzdro je dostatečně navrženo.

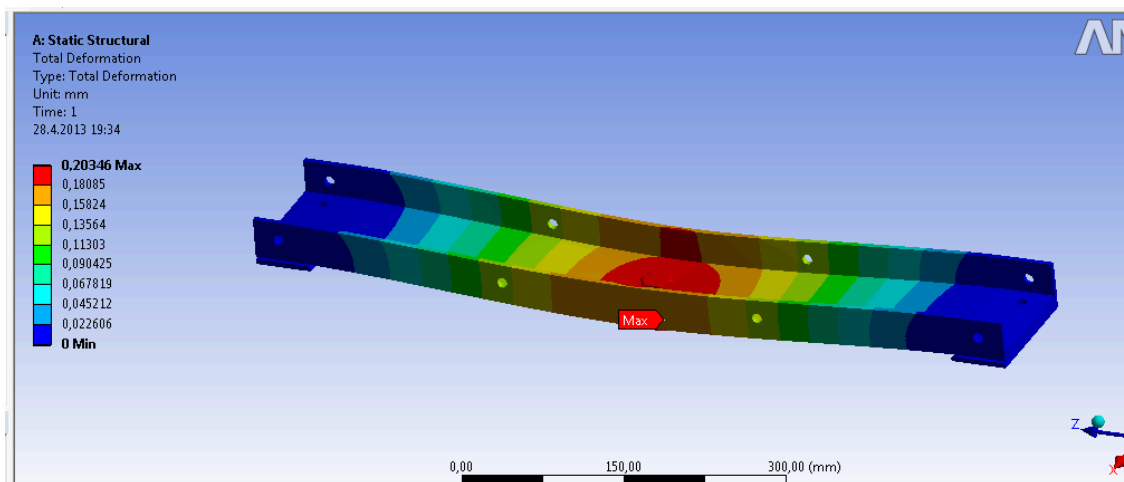


Obr. 5.4 Maximální napětí závěsného pouzdra [23]

Maximální napětí v závěsném pouzdru bylo vypočteno dle MKP v místě šroubového spoje se závěsem. Hodnota 37,701MPa je zanedbatelná a pouzdro vyhovuje.

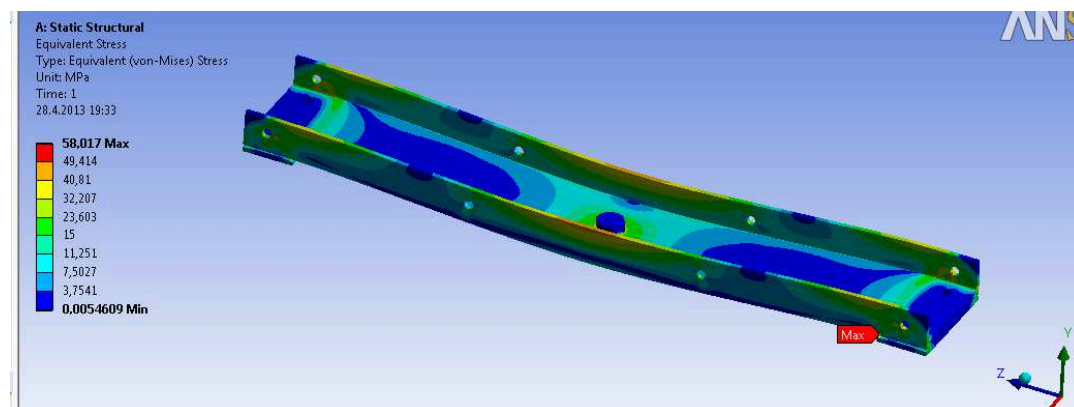
## 5.5 Kontrola závěsu

Provedl jsem kontrolu závěsu závěsného ložiska pomocí metody konečných prvků v programu Ansys Workbench 14.0.



Obr. 5.5 Průhyb závěsu [23]

Průhyb závěsu dle metody MKP vychází 0,2034mm, což je zanedbatelná hodnota a závěs je dostatečně navržen.



Obr. 5.6 Maximální napětí v závěsu [23]

Maximální napětí v závěsu bylo vypočteno dle MKP v místě uložení na žlab. Hodnota 58,017MPa je vyhovující a závěs vyhovuje.

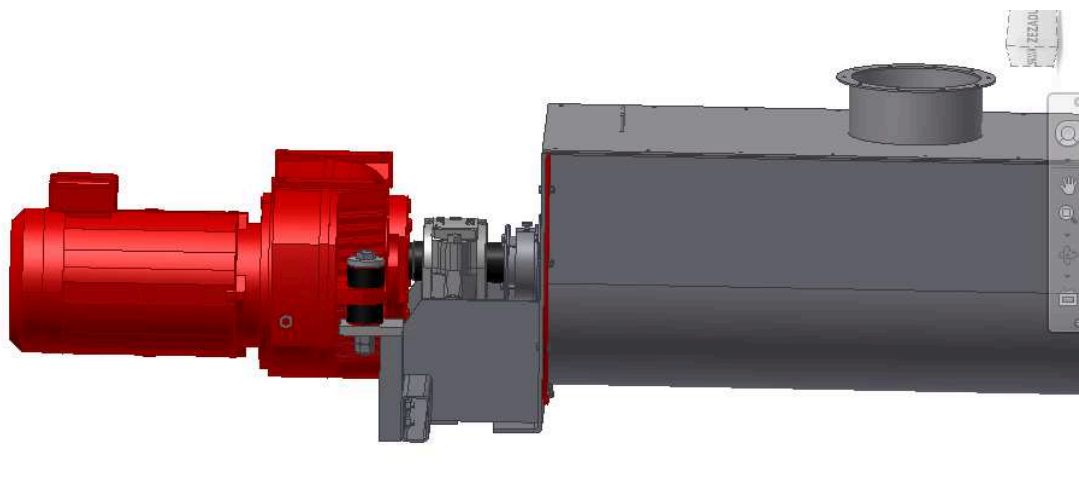
## 6. Základní technické části dopravníku

Základní popis důležitých technických součástí šnekového dopravníku, které jsou bezprostředně důležité pro bezchybný provoz dopravníku.

### 6.1 Poháněcí stanice

Poháněcí stanice se skládá z elektromotoru, převodovky a frekvenčního měniče. Poháněcí stanice vytváří krouticí moment, který způsobuje pohyb šnekovnice a tím i pohyb materiálu.

Plochý-čelní převodový motor SEW FA127 DRE225M4 je s dutým hřídelem a přenos kroutícího momentu je proveden přes těsné pero. Rameno kroutícího momentu je zachyceno dle návodu k montáži od firmy SEW EURODRIVE. Pro upevnění je nutno použít výhradně šrouby o jakosti 8.8. Momentová páka by neměla být během montáže předepínána.



Obr. 6.1 Poháněcí stanice [18]

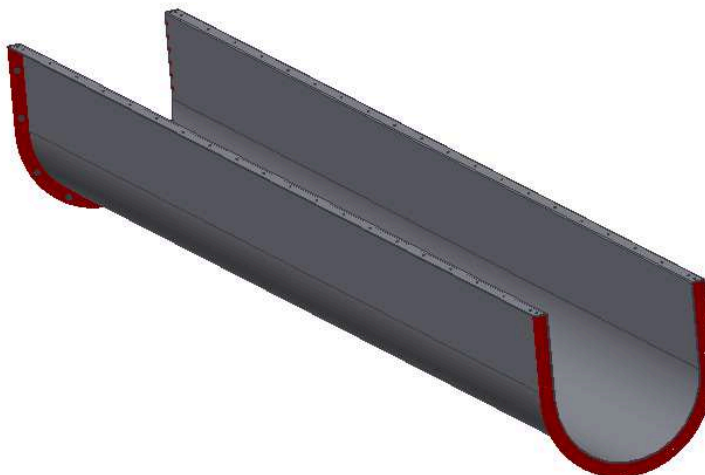
Poháněcí stanice je vybavena frekvenčním měničem MDX61B0450-503-4-00, který reguluje dle potřeby otáčky a rychlost dopravníku a zároveň zaručuje bezpečnost provozu proti přetížení.

## 6.2 Nosná konstrukce dopravníku

Nosná konstrukce dopravníku je tvořena několika prvky a to jsou: žlab, čela, příruby žlabu a podpěry.

### **Žlab**

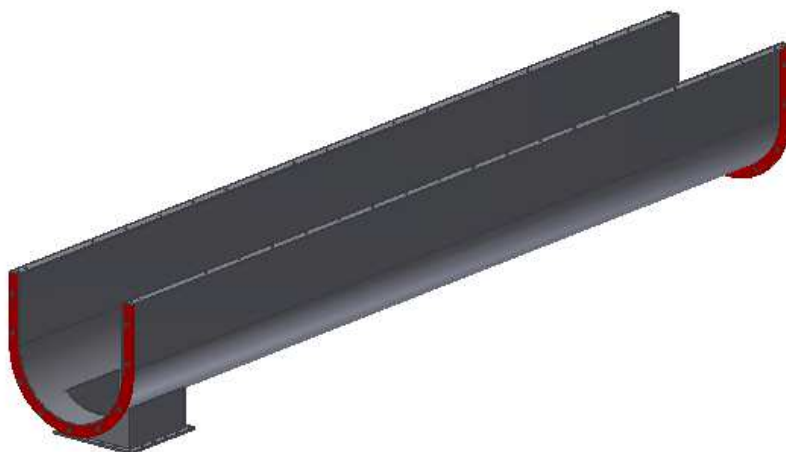
Žlab je vyrobený z materiálu 11 523 ( S355J0 ), který se vytvaruje na požadovaný profil pomocí ohýbacího lisu. Materiál je vhodný na ohýbané profily a je vhodný ke svařování. Svými mechanickými vlastnostmi je vhodný pro dopravu abrazivního cementu.



Obr. 6.2 Žlab [18]

V horní části žlabu tzv. lemu jsou vyvrtány díry o průměru  $\varnothing 10\text{mm}$ , které slouží ke šroubovému spojení žlabu s víkem. Na obou koncích žlabu jsou přivařeny spojnice, tzv. příruby žlabu. Příruby jsou tloušťky 10mm a jsou přivařeny k žlabu pomocí koutových svarů. Spoj je proveden šroubovým spojením 9xM12-35 ISO 4017 5.6.

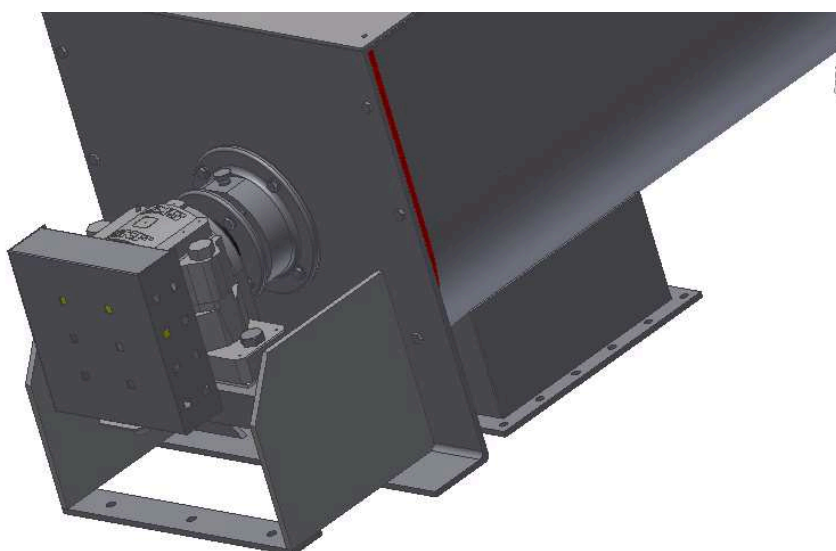
V posledním segmentu je pomocí laseru vypálena čtvercová díra výpadu, ke které je přivařena koutovým svarem spojovací příruba výpadu. Do příruby je vyvrtáno 20 děr o průměru 15mm.



Obr. 6.3 Koncový žlab [18]

## Čela

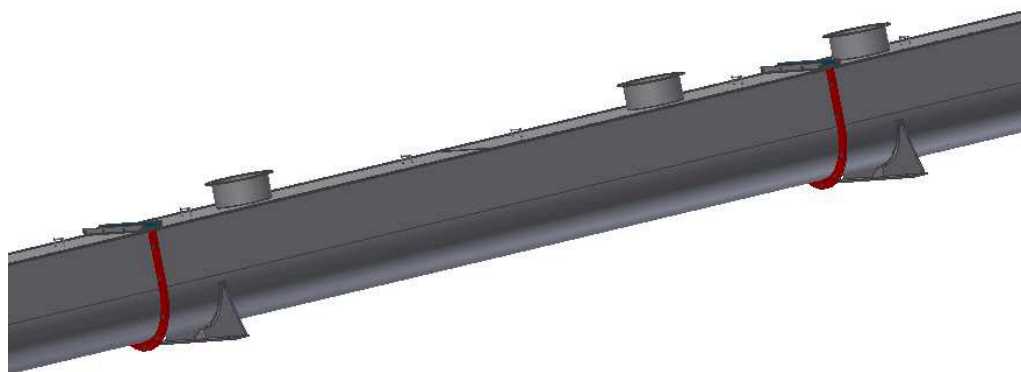
Levé i pravé čelo žlabu je přišroubováno šrouby 9xM12 ISO 4017 5.6. Je z materiálu 11 375 ( S235JR ) tloušťky 10mm, spodní strana je ohnutá do požadovaného tvaru. K čelu dopravníku je připevněno hřídelové těsnění, které se skládá z příruby, která je přišroubována k čelu, drážky, do které je vloženo těsnění v podobě grafitové těsnící šňůry a ocelového kroužku. To vše je stlačeno kruhovým víčkem. Levé čelo ( strana pohonu ) je namáháno axiální silou. Kontrolní výpočet šroubů 4.7.



Obr. 6.4 Čelo a hřídelové těsnění [18]

## Podpěry

Konce šnekového dopravníku jsou připevněny k místní konstrukci pomocí šroubů 3xM16. Po celé délce dopravníku v nejvíce namáhaných místech jsou umístěny další podpěry, které jsou přichyceny k místní konstrukci. Celková hmotnost dopravníku je 4570 kg.



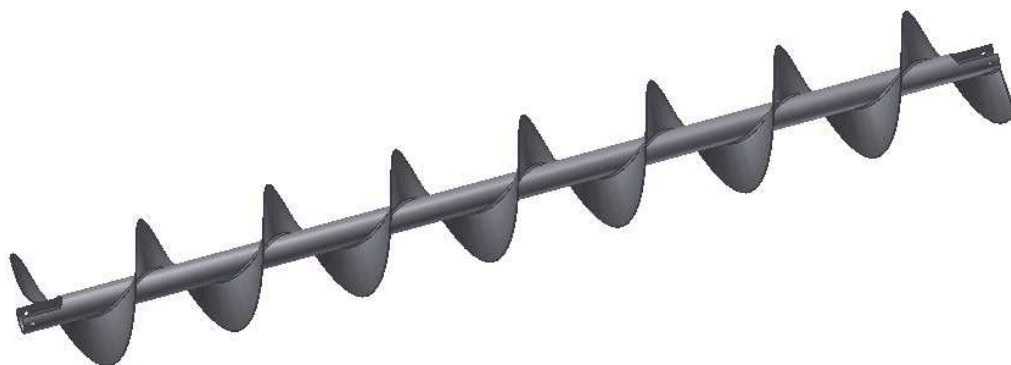
Obr. 6.5 Podpěry dopravníku [18]

## 6.3 Šnekovnice

Šnekovnice je hlavním pracovním prvkem šnekového dopravníku. Mění rotační pohyb z poháněcí stanice na pohyb posuvný. Musí vyvinout základní podmínku dopravy šnekovým dopravníkem, tj. aby odstředivá síla byla menší nebo rovna tíze dopravovaného materiálu.

Šnekový hřídel je z materiálu 11 523 ( S355J0 ), průměr trubky 133mm tl. 11mm dle ČSN 42 5715. Tloušťka šnekovnice volena dle požadavků firmy DSD Dostál 5mm.





Obr. 6.6 Šnekovnice [18]

Z důvodu velké délky dopravníku, musí být šnekovnice podpírána závěsným ložiskem. Délku šnekovnice jsem zvolil s ohledem na průhyb 4,941m. Pro lepší způsob demontáže a případné opravy části dopravníku jsem zvolil spojení šnekovnic dle firmy Screw conveyor corporation viz obr. 6.7. Umožňuje demontáž jednotlivých dílů šnekovnice a velmi tak usnadňuje případnou údržbu popř. výměnu ložisek resp. těsnění.

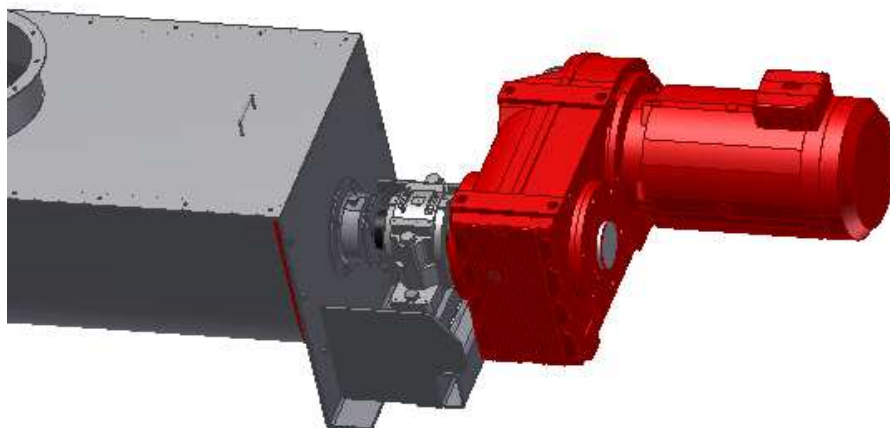


Obr. 6.7 Spojení šnekovnic [18]

Spojení šnekovnic je provedeno přes čtyři lícované šrouby, které jsou pootočené o  $90^\circ$  z důvodu nesnížení průřezu trubky.

Na trubku je navařena šnekovnice, která je tvořena kruhovými výstřižky z plechu a roztáhnutých na požadované stoupání. Šnekovnice je k hřídeli přivařena za použití koutových a V svarů.

Konce šnekovnice jsou uloženy v ložiskových domcích. Na levé straně, tj. na straně pohonu, je ložisko uloženo axiálně pevně a zachycuje axiální sílu. Na straně pravé je toto ložisko axiálně volné z důvodu případné dilatační změny délky dopravníku. Spojení šnekovnice a koncového hřídele je totožné jako spojení šnekovnic, tj. za pomoci lícovaných šroubů.

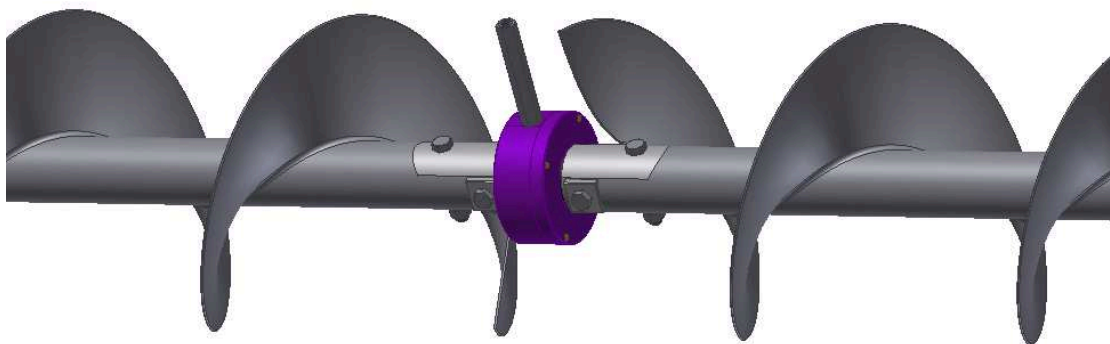


Obr. 6.8 Axiální ložisko [18]

Konec šnekovnice v místě výpadu je opatřen opačným stoupáním z důvodu lepšího vynášení dopravovaného materiálu z koncového místa dopravníku. Materiál koncových hřídelů je 11 523 ( S355J0 ).

#### **6.4 Závěsné ložisko**

Dle zadání diplomové práce jsem navrhnul řešení podpěry šnekovnic tzv. závěsné ložisko. Návrh byl konzultován s vedoucím DP a konstruktérem firmy DSD Dostál. Zvolil jsem valivé ložisko místo kluzného ložiska a to z důvodů inovace, lepších třecích hodnot a utěsnitelnosti ložiska.



Obr. 6.9 Závěsné ložisko [18]

Ložisko je tvořeno dvěma částmi a to pouzdrem, kde je uloženo naklápěcí ložisko SKF 1224M, a krycí přírubou. Dostatečná těsnost je docílena pomocí dvojice břitových těsnění ISO 6194 a dvojice kruhového těsnění ČSN 02 3655.



Obr. 6.10 Závěsné ložisko [18]

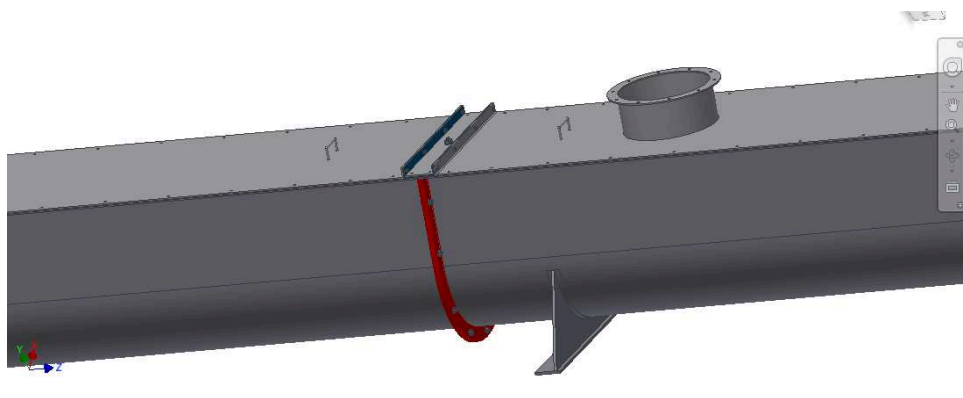
Zachycení ložiska ke konstrukci dopravníku je pomocí šestihranné tyče ČSN 42 6530 opatřené závitem na přichycení k závěsnému ložisku. V těle šestihranné tyče je vyvrtána díra o průměru 6mm, která bude sloužit k mazání ložiska.



Obr. 6.11 Závěsné ložisko II [18]

## 6.5 Víko žlabu

Víko žlabu je vyrobeno z plechu třídy 11 375 ( S235JR ) tloušťky 5mm, je tvořeno z deseti plechových tabulí. Víko se svrtá s žlabem a spojí pomocí šroubů M8x25 ISO 4017.



Obr. 6.11 Víko [18]

Do víka budou vyřezány otvory o průměru 0,350m pro vsypání materiálu, ke kterým budou přivařeny příruby na spojení se zásobníkem. Otvory budou vyřezány až na místě dle přesného umístění zásobníků, ze kterých bude cement dávkován. Z důvodu prašnosti dopravovaného materiálu bude mezi žlabem a víkem umístěno ploché pryžové těsnění tloušťky 2mm.

## 6.6 Ostatní části šneku

### Snímač otáček

Snímač otáček je umístěn na pravém konci šnekového dopravníku. Umístění je z důvodu bezpečnosti provozu, v případě nehody vypne pohon dopravníku. Jedná se o indukční senzor UPROX DNI20U-M30-AP4X2



Obr. 6.12 Snímač otáček UPROX [21]

### Nátěr dopravníku

Dopravník je nutno ochránit před povětrnostními vlivy, to docílím nátěrem venkovních ploch dopravníku. Zvolil jsem dvousložkovou, polyamidem vytvrzovanou a epoxidovou barvu TEMACOAT GPL-S PRIMER. Doporučená tloušťka nátěru dle výrobce je pro dopravníky 100 $\mu$ m.

## 6.7 Bezpečnostní předpisy

Šnekový dopravník musí odpovídat předpisům a normám, které se k němu vztahují a to konkrétně ČSN ISO/TR 9172 „Bezpečnostní předpisy pro šnekové dopravníky“, která uvádí příklady zajištění nebezpečných míst šnekových dopravníků proti úrazu.



Obr.6.13 Ochranný kryt spojky [11]

## **7. Závěr**

V mé diplomové práci jsem řešil návrh šnekového dopravníku pro dopravu cementu a konstrukční návrh závěsu šnekovnice. Zadání mi bylo poskytnuto od firmy DSD Dostál a.s.. Při výpočtu byla použita norma ČSN ISO 1050 a kontrolní výpočet byl proveden Americkou normou ANSI/CEMA 350. Dopravník je plněn dle zadání ze čtyř zásobníků přes kruhové otvory.

V první části diplomové práce byla zpracována rešerše na problematiku šnekových dopravníků a jejich jednotlivých částí. V další části jsem zpracoval základní technologický výpočet dopravníku, který spočíval v navržnutí průměru šnekového dopravníku a následného návrhu poháněcí stanice. Pohon dopravníku byl konzultován s odborníkem z firmy SEW EURODRIVE, který mi doporučil pro toto zařízení pohon plochým-čelním převodovým motorem. Zvolil jsem motor o výkonu 45kW a provedl jsem následnou kontrolu pohonu na rozběh, která vyšla pozitivně a to hodnotou 9,8s.

Následně jsem dle zadání od firmy DSD Dostál a.s. provedl kontrolní výpočet s Americkou normou ANSI/CEMA 350, ta mi byla poskytnuta firmou DSD Dostál a.s. Hodnoty dle ČSN a ANSI/CEMA mi vyšly velmi podobné.

Poté jsem provedl kontrolu dílčích součástí dopravníku a to těsného pera u pohonu, šnekovnice, spojení šnekovnic, čela dopravníku, koncových hřídelů a ramene kroutícího momentu pohonu. V případě kontroly šnekovnice bylo použito softwaru Ansys Workbench 14.0. Všechny součásti dopravníku vyhověly zadaným podmínkám.

Dále jsem provedl návrh závěsu šnekovnice. Po konzultaci s vedoucím DP a konstruktérem firmy DSD Dostál a.s. jsem navrhnul závěsné pouzdro s dvouřadým naklápěcím ložiskem SKF 1224M. Těsnost bude docílena dvojicí břitových a dvojicí kruhových hřídelových těsněních. Následný návrh jsem zkontroloval v programu Ansys Workbench 14.0, který vyšel pozitivně a pouzdro je tedy schopné vydržet požadované zatížení.

V poslední části mé diplomové práce se věnuji popisu celého dopravníku a zvolených částí jako je poháněcí stanice, žlab, čela, podpěry, šnekovnice, závěsné ložisko, víko a ostatním částem.

## **8. Seznam použitých zdrojů**

### **Seznam použité literatury**

- [1] Pešat Z., Manipulace s materiálem v hutích, 1992, skripta VŠB-TU Ostrava, ISBN 80-7078-107-6
- [2] Polák J., Bailotti K., Hrabovský L., Pavliska J., Dopravní a manipulační zařízení II, 2003, skripta VŠB-TU Ostrava, ISBN 80-248-0493-X
- [3] Dražan F., Jeřábek K., Manipulace s materiálem, 1979, SNTL ALFA
- [4] Leinveber J., Vávra P., Strojnické tabulky, 2003, ISBN 80-86490-74-2
- [5] Kaláb K., Části a mechanismy strojů pro bakaláře - části spojovací, 2010, skripta VŠB-TU Ostrava, ISBN 978-80-248-1290-8
- [6] Polák J., Pavliska J., Slíva A. Dopravní a manipulační zařízení I, 2001, skripta VŠB-TU Ostrava, ISBN 80-248-0043-8
- [7] Firemní materiály DSD-Dostál a.s., Dřevohostice

### **Seznam obrázků**

- [8] <http://rhengineers.tradeindia.com/screw-conveyor-220193.html>
- [9] <http://www.kotlenabiomasu.com/?38,snkovy-dopravnik>
- [10] <http://www.taurus-sro.cz/polotovary-a-nahradni-dily/snekovnice.html>
- [11] <http://www.adaptodopravniky.cz/vyrobní-program/snekove-dopravniky/drevozpracujici-prumysl-2/snekove-dopravniky---drevozpracujici-prumysl.html>
- [12] <http://www.strojprach.cz/reference/cukrovary-a-lihovary.htm>
- [13] <http://www.gama-pardubice.cz/nahradni-dily-na-snekove-dopravniky.html>
- [14] <http://www.kwsmfg.com/catalog/conveyor-components/>
- [15] [http://www.retezy-vam.com/images/stories/PDF/vypocet\\_dopravniho\\_retezu.pdf](http://www.retezy-vam.com/images/stories/PDF/vypocet_dopravniho_retezu.pdf)
- [16] <http://www.sew-eurodrive.cz/produkt/f-ploch-eln-p-evodov-motor.htm>



- [17] Program IDA Nexis 32
- [18] Program Autodesk Inventor 2012
- [19] Program Autocad 2013
- [20] [http://www.ekotherma.sk/cz/spoj\\_1.html](http://www.ekotherma.sk/cz/spoj_1.html)
- [21] <http://www.turck-usa.com/Products/Sensors/Inductive/>
- [22] <http://www.omegaeng.cz/ppt/pptsc.asp?ref=PRX102>
- [23] Program Ansys Workbench 14.0

## **9. Seznam příloh**

### **Výkresová dokumentace**

- KUC545 – Sestava šnekového dopravníku
- KUC545-A – Sestava závěsného ložiska
- KUC545-A-1 – Výrobní výkres závěsného pouzdra A
- KUC545-A-2 - Výrobní výkres závěsného pouzdra B
- KUC545-A-3 - Výrobní výkres závěsného šroubu
- KUC545-B – Sestava spojení šnekovnic

### **Katalogy**

- Katalog převodový motor SEW EURODRIVE
- Katalog snímač
- 2x Katalog ložisko SKF

**Děkuji Ing. Janu Nečasovi Ph.D. a Ing. Jiřímu Nejedlymu za jejich odborné rady při řešení diplomové práce.**